

ТРУДЫ

ДВАДЦАТОГО МЕЖДУНАРОДНОГО СИМПОЗИУМА

«КОМПРЕССОРЫ И КОМПРЕССОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ» им. К.П. СЕЛЕЗНЁВА

**TRANSACTIONS OF THE TWENTIETH INTERNATIONAL SYMPOSIUM
“COMPRESSORS AND COMPRESSOR EQUIPMENT” by the name of K.P. SELEZNEV**

*(Пржнее название «ПОТРЕБИТЕЛИ-ПРОИЗВОДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ И
КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ», организованного и проводимого
СПбПУ Петра Великого с 1994 г. по решению Государственного Комитета Российской
Федерации по высшему образованию)*

30 МАЯ – 1 ИЮНЯ 2018г.

MAY 30 – JUNE 1, 2018

Организатор

**КАФЕДРА «КОМПРЕССОРНАЯ, ВАКУУМНАЯ И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ПЕТРА ВЕЛИКОГО**

Scientific sponsor

**DEPARTMENT OF COMPRESSOR, VACUUM AND REFRIGERATION EQUIPMENT
of PETER the GREAT ST. PETERSBURG POLYTECHNIC UNIVERSITY**

Опубликовано:

Май 2018 г.

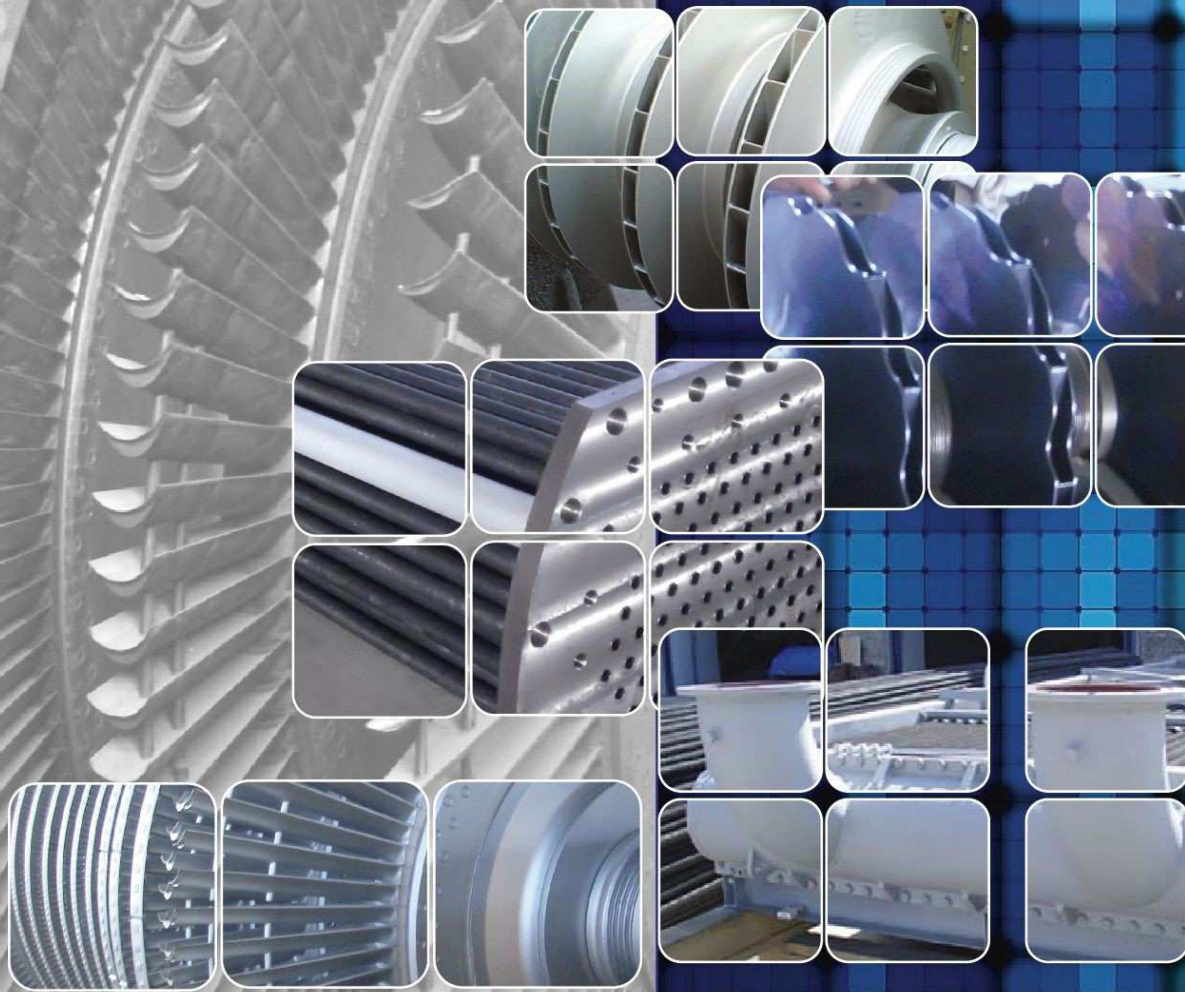
**КАФЕДРОЙ «КОМПРЕССОРНАЯ, ВАКУУМНАЯ И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ПЕТРА ВЕЛИКОГО**

*Больше информации на официальном сайте симпозиума
"Компрессоры и компрессорное оборудование" им. К.П. Селезнёва
WWW.SYMP.KVIHT.RU. Тел.: +7(812)715-41-64*

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ФИРМА



**МОДЕРНИЗАЦИЯ
ПРОИЗВОДСТВО
РЕМОНТ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО
И ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ**



ОТ ИДЕИ - ДО СДАЧИ ПОД КЛЮЧ

188682, Ленинградская обл., Всеволожский р-н, пос. им. Свердлова, ул. Овцинская, 66 Д
тел./факс: +7 812 655-77-11

www.entechmach.com

e-mail: etm@entechmach.com

*Больше информации на официальном сайте симпозиума
"Компрессоры и компрессорное оборудование" им. К.П. Селезнёва
WWW.SYMP.KVIHT.RU. Тел.: +7(812)715-41-64*

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ СПОНСОР СИМПОЗИУМА

ООО «НПФ «ЭНТЕХМАШ» (Россия)

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПОНСОРЫ СИМПОЗИУМА

ПОРТАЛ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И КОМПАНИЙ

«ХОЛОДИЛЬНАЯ ИНДУСТРИЯ» (Россия)

ЖУРНАЛ «ХИМАГРЕГАТЫ» (Россия)

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

ПАО «ГАЗПРОМ»

СОВЕТА ГЛАВНЫХ МЕХАНИКОВ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И
НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ РОССИИ И СТРАН СНГ

АДМИНИСТРАЦИИ ФГАОУ ВО СПБПУ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ДИРЕКЦИИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ И ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

По решению Государственного Комитета Российской Федерации по высшему
образованию

Сборник трудов издаётся в двух вариантах Издательством политехнического университета.

Первый вариант - для широкого распространения среди заинтересованных организаций, предприятий и специалистов отрасли с указанием порядкового номера симпозиума.

Второй вариант - для индексации в библиографической базе данных научных публикаций - Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

ОРГКОМИТЕТ СИМПОЗИУМА

Бессонов Олег Геннадьевич – Генеральный директор НАО «Компрессорный комплекс»;

Биктимиров Артур Амирович – Заместитель начальника отдела подготовки и компримирования газа Управления подготовки и компримирования газа ООО «РН-Ванкор» (НК «Роснефть»);

Бурдюгов Сергей Иванович – Заместитель Генерального конструктора, Главный конструктор по ТЭК, ПАО НПО «Искра», д.т.н.;

Васин Олег Евгеньевич - Начальник Управления по транспорту УС, ДКС и СОГ Департамента добычи и переработки газа и конденсата ПАО «НОВАТЭК»;

Дубинин Алексей Вячеславович – начальник Отдела развития нефтегазового оборудования Департамента станкостроения и инвестиционного машиностроения Министерства промышленности и торговли РФ;

Забелин Николай Алексеевич – Директор Института энергетики и транспортных систем ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Кабанов Борис Сергеевич – Председатель Совета главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий России и стран СНГ;

Кожевников Руслан Геннадьевич — начальник отдела технического развития и реализации газовых проектов ООО «ЛУКОЙЛ -Западная Сибирь»;

Кожухов Юрий Владимирович - Заведующий кафедрой «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого – **председатель оргкомитета**;

Кузнецов Леонид Григорьевич – Председатель Совета директоров – Генеральный конструктор АО «Компрессор»;

Нигматулин Тагир Робертович – Президент АО «РЭП Холдинг»;

Петропавлов Владислав Евгеньевич – Начальник отдела Департамента 307 ПАО «Газпром»;

Рудской Андрей Иванович – Ректор ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», академик РАН, член Президиума Совета при Президенте РФ по модернизации экономики и инновационному развитию России;

Сайченко Сергей Иванович – Начальник Управления эксплуатации компрессорных станций ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»;

Сальников Сергей Юрьевич – Директор Центра газотранспортных систем и технологий ООО «Газпром ВНИИГАЗ»;

Седов Виктор Викторович – Начальник отдела Департамента 308 ПАО «Газпром»;

Семаков Андрей Владимирович – Генеральный директор ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»;

Сергеев Виталий Владимирович – Проректор по научной работе ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», чл.-корр. РАН;

Суменков Павел Сергеевич – Начальник Департамента газовых проектов и эксплуатации ПАО «Газпром нефть»;

Фокин Георгий Анатольевич – Генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»;

Хахалкин Вячеслав Сергеевич – Член Правления – Главный инженер, заместитель Генерального директора ООО «Газпром газомоторное топливо»;

Ходаковский Виталий Александрович – Начальник Управления Департамента 335 ПАО «Газпром»;

Шайхутдинов Александр Зайнетдинович – Заместитель Генерального директора по науке ООО «Газпром ВНИИГАЗ»;

Южвик Кшиштов — директор института турбомашин Лодзинского технологического университета (Республика Польша).

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

Васильев Юрий Сергеевич – Председатель программного комитета, академик РАН, д.т.н. профессор, научный руководитель ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Рудской Андрей Иванович – академик РАН, д.т.н. профессор, ректор ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», академик РАН, член Президиума Совета при Президенте РФ по модернизации экономики и инновационному развитию России, член оргкомитета Симпозиума;

Сергеев Виталий Владимирович – член-корреспондент РАН, д.т.н., профессор, проректор по научной работе ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», член оргкомитета Симпозиума;

Соколовский Михаил Иванович – член-корреспондент РАН, д.т.н., профессор, генеральный конструктор - первый заместитель генерального директора ПАО НПО «Искра», лауреат Ленинской премии, Почетный работник газовой промышленности;

Фёдоров Михаил Петрович – академик РАН, д.т.н. профессор, президент ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Фокин Георгий Анатольевич — д.т.н., генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», член оргкомитета Симпозиума;

Южвик Кшиштов — доктор наук, профессор, директор института турбомашин Лодзинского технологического университета (Республика Польша), член оргкомитета Симпозиума;

Забелин Николай Алексеевич — к.т.н., директор Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, член оргкомитета Симпозиума;

Кожухов Юрий Владимирович — к.т.н., заведующий кафедрой «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, председатель оргкомитета Симпозиума.

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ НПФ «ЭНТЕХМАШ» ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ А.Н. Любимов, М.А. Молодов, А.А. Райков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Санкт-Петербург, Россия).....	16
ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ ТИПОВ КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКИ НА ОБЪЕКТАХ ПАО «ГАЗПРОМ» С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский, А.В. Семушкин (ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва, Россия)	21
ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ ТЕГАС ДЛЯ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА К.ф.-м.н. Ворошилов И.В., Анисимов К.В., Шулекин П.Б. (ООО «ТЕГАС» Краснодарский край, станция Динская, Россия)	27
МИРОВОЙ ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПОДВОДНЫХ ДОБЫЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ РАЗРАБОТКЕ МЕСТОРОЖДЕНИЙ УГЛЕВОДОРОДОВ НА МОРСКОМ ШЕЛЬФЕ Р.В.Горячев (ПАО «Газпром», Россия), Ю.В. Кожухов (ФГАОУ ВО СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия), Ю.П. Ерышкин (ПАО НПО «Искра», Санкт-Петербург, Россия)	32
ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ НАДЕЖНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ Hitoshi Shinohara, Hirokazu Kawashima, Masayuki Soneda (Mitsubishi Heavy Industries Compressor Corporation, Япония)	43
НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ ГРУППЫ ГМС, КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОВ Е.Р. Ибрагимов, А.М. Ахметзянов, Е.А. Новиков (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС) г. Казань, Россия)	49
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ГАЗОДИНАМИКА КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ И СКОРОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ В.В. Неверов, А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ» Санкт-Петербург, Россия)	56
ОПЫТ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦБК С МАГНИТНЫМ ПОДВЕСОМ С.И. Бурдюгов, Ю.П. Ерышкин, С.В. Касьянов, А.А. Макаров (ПАО «Научно-производственное объединение “Искра”», г. Пермь, Россия)	63
РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО КПД ГАЗОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ А.А. Биктимиров (ООО «РН-Ванкор», г. Красноярск, Россия)	73
ЛОКАЛИЗАЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ MS5002E: ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА КОМПОНЕНТОВ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА Д.С. Алевский, М.Г. Гуральник, С.А. Иванов, А.А. Сорокин (АО «РЭПХ», Санкт-Петербург, Россия); А.В. Бакаев, А.В. Горин, А.В. Сандовский (ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия)	78

К ВОПРОСУ О НОРМИРОВАНИИ РАСХОДА ТОПЛИВНОГО ГАЗА ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ В.Ю.Глазунов, Е.Е.Пясецкий (ООО «Газпром добыча Надым», г. Надым, Россия)	84
К ВОПРОСУ О СОКРАЩЕНИИ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ С ДОЖИМНЫМИ КОМПРЕССОРНЫМИ СТАНЦИЯМИ А.В.Смирнов (ООО«ГРОССМАНН РУС», Санкт-Петербург, Россия)	92
ПЕРСПЕКТИВНОЕ КОМПРЕССОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОГО СЕКТОРА Л. Г. Кузнецов, Ю. Л. Кузнецов, А. В. Бураков (АО «Компрессор», Санкт – Петербург, Россия)	94
КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ КОМПРЕССОРОВ ХЛАДАГЕНТА УСТАНОВОК ПО ПРОИЗВОДСТВУ СПГ О.Е.Васин, Р.М.Минигулов, В.В. Боднарук (ПАО «НОВАТЭК», Санкт-Петербург, Россия), Е.Р.Ибрагимов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия), Д.В.Пашинкин (ООО «УК «Группа ГМС», г. Москва, Россия), В.И.Ситас (Voith Turbo GmbH & Co. KG Office Moskau).....	101
МОДЕРНИЗАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков, В.В.Неверов, А.А. Райков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Санкт-Петербург, Россия)	106
УГЛЕКИСЛОТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КРАСНОДАРСКОГО КОМПРЕССОРНОГО ЗАВОДА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ РОССИИ К.ф-м.н. Ворошилов И.В., Анисимов К.В., Шулекин П.Б. (ООО «ТЕГАС» Краснодарский край, станица Динская, Россия)	114
ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ ДЛЯ ПОДВОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ А.А.Губайдуллин (SKF Magnetic Mechatronics (S2M), Saint Marcel, France)	118
КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ В УСЛОВИЯХ НЕОБХОДИМОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА. А.С.Тобанев, А.А.Манушин (ООО «Скиф Сервис», г. Тверь, Россия)	121
ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМИЗАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫХОДНОГО УСТРОЙСТВА КОНЦЕВОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА В.В. Денисенко, Ю.Р. Миронов, К.Г. Малев (НАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург, Россия) Ю.В. Кожухов, А.М. Данилишин, С.В. Карташов, А.А. Лебедев (ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»)	126
ТУРБОНАГНЕТАТЕЛЬ С ОСЕВЫМ ГАЗОВЫМ КОМПРЕССОРОМ МОЩНОСТЬЮ 16 МВт С. А.Вакушин, И.А.Хотеенков (ОКБ имени А. Люльки, г. Москва, Россия)	139
ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ УПЛОТНЕНИЯМИ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА Ю.П.Ерышкин, Е.Л.Селянская, С.В.Касьянов, М.Ю.Карпин, А.Н.Пушкарёв (ПАО НПО "Искра", г. Пермь, Россия)	142

УСТАНОВКА ПОДАЧИ РАСТВОРА УПР-ТПГ ДЛЯ ПРОМЫВКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ Авторы: В.Т.Никитин, В.А.Доценко, А.А.Петухов (ООО «Нанотект», Санкт-Петербург, Россия); Соавторы: Полозов В.Н., Кувытченко Б.Г., (ООО «Нанотект», Санкт-Петербург, Россия); Шигин В.А.(ОАО «Томскгазпром», г. Томск, Россия)	149
ТЕХНОЛОГИИ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА ПРИРОДНОГО ГАЗА В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ С.В.Нефедов, С.Ю.Сальников, В.А.Щуровский(ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва, Россия)	152
ЗАДАЧА ВАЛИДАЦИИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДОЖИМНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В.В. Денисенко, К.Г. Малев, Ю.Р. Миронов (НАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург, Россия) А.М. Данилишин, Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов (ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»), Санкт-Петербург, Россия)	162
КОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ ДЛЯ ГАЗЛИФТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИН НА ОСНОВЕ ПОРШНЕВОЙ КУ 2ГМ10А-2,7/21-151 И ГАЗОПОРШНЕВОГО ПРИВОДА В.Н. Фесенко, В.В. Найчук (ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина)	176
ДОВЕДЕНИЕ ДО РАБОТОСПОСОБНОГО СОСТОЯНИЯ И РЕКОНСТРУКЦИЯ ЧЕШСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА 6RSA36 Л.К.Чернявский, В.Е.Кузьмин, К.А.Данилов, П.В.Королёв, Е.А.Королёва (АО «НПФ»Невинтермаш», Санкт-Петербург, Россия)	187
ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЗАМЕНЫ СПЧ НА СЕНОМАНСКИХ ДКС УРЕНГОЙСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ А.Д. Ваняшов, В.В. Карабанова (ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск, Россия); М.А. Сорокин (ООО «Газпром добыча Уренгой», г. Новый Уренгой, Россия)	193
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АГРЕГАТОВ ТИПА ГПА-Ц КОНСТРУКЦИИ ПАО «СУМСКОЕ НПО» В. Г. Паниченко, В. П. Парафейник, О. Н. Щербаков, С. М. Ушаков (ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина)	201
КОМПЕНСАЦИЯ СЕЗОННЫХ ПАДЕНИЙ МОЩНОСТИ ГПА С ПРИМЕНЕНИЕМ АБХМ Г.Г. Латыпов, А.М. Темкин, Д.В. Кириллов (ООО «Энергосберегающие технологии», Санкт-Петербург, Россия)	222
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОСНОВЫ РАСЧЁТА РЕАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ В СИСТЕМАХ ГАЗЛИФТА И ТРАНСПОРТА ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА Алиев В.И., Эрнесакс О.В., Макаров В.В., Алиев Э.Н. (ООО "Автоком Нефтегаз", Москва, Россия)	222
ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ	235

CONTENT

TECHNOLOGICAL ABILITIES FOR TURBOCOMPRESSOR EQUIPMENT MODERNIZATION OF THE NPF "ENTECHMASH" COMPANY <i>A.N. Lyubimov, M.A. Molodov, A.A. Raikov (OOO NPF "ENTECHMASH", Saint Petersburg, Russia)</i>	16
NEW COMPRESSOR EQUIPMENT TYPES USAGE AT OBJECTS OF THE PAO "GASPROM" COMPANY. <i>S.Y. Salnikov, V.A. Shurovskiy, A.V Semushkin (OOO "Gazprom VNIIGAZ", Moscow, Russia)</i>	21
TEGAZ PORTABLE COMPRESSOR STATIONS FOR PIPE-LINE TRANSPORT. <i>Candidate of physico-mathematical Sciences I. V. Voroshilov, K.V. Anisimov, P.B. Shulekin ("TEGAZ", Krasnodar region, Russia)</i>	27
WORLD EXPERIENCE IN THE PRODUCTION OF HERMETIC COMPRESSORS FOR SUBSEA PRODUCTION SYSTEMS USED IN THE DEVELOPMENT OF HYDROCARBON FIELD AT THE SEA SHELF <i>R. V. Goryachev (PAO "Gazprom", Russia), Yu. V. Kozhukhov (FGAOU VO SPbSPU, St. Petersburg, Russia), Yu. P. Eriskin (OAO NPO "Iskra", St.-Petersburg, Russia)</i>	32
TECHNOLOGIES FOR RELIABLE MAINTENANCE AND SERVICE OF EQUIPMENT. <i>Hitoshi Shinohara, Hirokazu Kawashima, Masayuki Soneda (Mitsubishi Heavy Industries Compressor Corporation, Japan)</i>	43
NEW DEVELOPMENTS OF THE GMS GROUP, COMPRESSORS FOR TECHNOLOGICAL GAS. <i>E.P. Ibragimov, A.M. Akhmetzyanov, E. A. Novikov (AO "Niiturbokompressor by the name of V. B. Shnepp" (GMS Group), Kazan, Russia)</i>	49
COMPUTATIONAL GAS DYNAMICS AS A TOOL FOR IMPROVING THE QUALITY, RELIABILITY AND VELOCITY OF TURBICOMPRESSORS FLOW PARTS DESIGN. <i>V.V. Neverov, A.N. Lyubimov, I.V. Cheglakov (OOO NPF "ENTECHMASH", Saint Petersburg, Russia)</i>	56
COMMISSIONING WORK EXPERIENCE FOR MULTI-STAGE CENTRIFUGAL COMPRESSORS WITH MAGNETIC SUSPENSION; <i>S. I. Bordyugov, Yu.P. Eryshkin, S. V. Kasyanov, A. A. Makarov (PAO NPO "Iskra", Perm, Russia).</i>	63
CONTROL SYSTEM DEVELOPMENT AND IMPLEMENTATION FOR THE EFFECTIVE EFFICIENCY OF A GAS COMPRESSOR UNIT WITH A GAS TURBINE DRIVE; <i>A.A. Biktimirov (OOO "RN-Vankor", Krasnoyarsk, Russia)</i>	73
LOCALIZATION OF THE MS5002E GAS TURBINE UNIT, MATERIALS IMPORT SUBSTITUTION AND THE MANUFACTURING EXPERIENCE OF AXIAL COMPRESSOR COMPONENTS. <i>D. S. Olevskii, M. G. Guralnik, and S. A. Ivanov, A. A. Sorokin (AO "REPH", Saint Petersburg, Russia); A. V. Bakaev, A. V. Gorin, A. V. Sandovsky (OAO "NPO CKTI», Saint Petersburg, Russia)</i>	78
ON THE ISSUE OF FUEL GAS CONSUMPTION NORMALIZATION OF BOOSTER COMPRESSOR STATIONS; <i>V. Yu. Glazunov, E. E. Pyasetsky (OOO "Gazprom dobycha Nadym", Nadym, Russia)</i>	84

ON THE ISSUE OF REDUCING CAPITAL COSTS IN THE IMPLEMENTATION OF PROJECTS WITH BOOSTER COMPRESSOR STATIONS; <i>A. V. Smirnov (OOO "GROSSMANN RUS", Saint Petersburg, Russia)</i>	92
PROSPECTIVE COMPRESSOR EQUIPMENT FOR THE OIL AND GAS SECTOR ; <i>L.G. Kuznetsov, Yu. L. Kuznetsov, A. V. Burakov (AO "Compressor", Saint Petersburg, Russia)</i>	94
KINEMATIC SCHEME OF REFRIGERANT COMPRESSORS INSTALLATIONS FOR THE PRODUCTION. <i>O. E. Vasin, R. M.Minigulov, V. V. Bodnaruk (PAO "NOVATEK", Saint Petersburg, Russia), E. R. Ibragimov, (AO "Niiturbokompressor by the name of V. B. Shnepp", Kazan, Russia), D. V. Pechenkin (OOO "UK "Group GMS", Moscow, Russia), V. I. Sitas (Voith Turbo GmbH & Co. KG Office Moskau)</i>	101
AIR CENTRIFUGAL COMPRESSORS MODERNIZATION; <i>A. N. Lyubimov, I. V. Cheglakov, V. V. Neverov, A. A. Raikov (OOO "ENTECHMASH" , Saint Petersburg, Russia).</i>	106
CARBON DIOXIDE EQUIPMENT OF KRASNODAR COMPRESSOR PLANT FOR THE RUSSIAN INDUSTRIAL ENTERPRISES; <i>Candidate of physico-mathematical Sciences Voroshilov I. V.; Anisimov, K. V.; P. B. Shulkin. ("TEGAS", Krasnodar region, Russia)</i>	114
ELECTROMAGNETIC BEARINGS FOR UNDERWATER COMPRESSORS; <i>A. A. Gubaidullin (SKF Magnetic Mechatronics (S2M), Saint Marcel, France)</i>	118
COMPRESSED AIR SYSTEMS COMPREHENSIVE MODERNIZATION AT ENTERPRISES IN THE CONTEXT OF THE NEED TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY OF PRODUCTION; <i>S. A.Thobani, A. A. Manushin ("SKIF Service", Tver, Russia)</i>	121
DESIGN OPTIMIZATION POSSIBILITIES OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR LAST STAGE OUTPUT DEVICE OF THE GAS-PUMPING UNIT; <i>Yu. V. Kozhukhov, A.M. Danilishin, S. V. Kartashov, A. A. Lebedev (FGAOY VO " Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University"); V. V. Denisenko, Yu. R. Mironov, K. G. Malev (NAO " Compressor complex», Saint Petersburg, Russia)</i>	126
TURBOCHARGER WITH AN AXIAL GAS COMPRESSOR WITH A CAPACITY OF 16 MW; <i>S. A.Vaculin; I. A. Khotenkov (OKB by the name of Lyulki, Moscow, Russia)</i>	139
CENTRIFUGAL COMPRESSORS OPERATION FEATURES WITH GAS-DYNAMIC SEALS IN THE CONDITIONS OF FAR NORTH <i>Y. P. Eriskin, E. L. Selyanskaya, S. V. Kasyanov, M.Yu. Karpin, A. N. Pushkarev (PAO NPO "Iskra", Perm, Russia)</i>	142
SETTING THE FEED SOLUTION UPR-TPG FOR WASHING CENTRIFUGAL CHARGER ; <i>V. T. Nikitin, V.A.Dotsenko, A. A. Petukhov, Ph. D. V. N. Polozov, B.G. Kuvetchenko (OOO"Nanotech", Saint Petersburg, Russia); V. A. Shigin ("Tomskgazprom", Tomsk, Russia).</i>	149
PIPELINE TRANSPORT NATURAL GAS TECHNOLOGIES IN MODERN CONDITIONS; <i>S. V. Nefedov, S. Yu. Salnikov, V. A. Shchurovsky (OOO «Gazprom VNIIGAZ», Moscow, Russia)</i>	152

MULTISTAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR GAS-DYNAMIC CHARACTERISTICS VALIDATION PROBLEM OF NATURAL GAS BOOSTER COMPRESSOR STATION ; <i>A.M. Danilishin, Yu. V. Kozhukhov, V. V. Neverov (Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University); V. V. Denisenko, K. G. Malev, Yu. R. Mironov (NAO Compressor complex», Saint Petersburg, Russia)</i>	162
COMPRESSOR STATION FOR OIL WELLS GAS-LIFT OPERATION ON THE BASIS OF PISTON KU 2GM10A-2,7_21-151 AND GAS PISTON DRIVE; <i>V.N.Fesenko, V. V. Naichuk (PAO "Sumskoe NPO", Sumy, Ukraine)</i>	176
BRINGING TO WORKING CONDITION AND RECONSTRUCTION OF THE CZECH CENTRIFUGAL COMPRESSOR 6RSA36; <i>L. K. Cherniavsky, V. E. Kuzmin, K. A. Danilov, P. V. Korolev, E. A. Korolev (NPF «Nevintermash», Saint Petersburg, Russia)</i>	187
FEASIBILITY STUDY OF CISS REPLACEMENT FOR CENOMANIAN DKS OF THE URENGOY OILFIELD, <i>A. D. Vanashov, V. V. Karabanova , M. A. Sorokin (OOO "Gazprom dobycha Urengoy", Novy Urengoy, Russia)</i>	193
PROSPECTIVE IMPROVEMENT DIRECTIONS OF THE GPA-C TYPES UNITS DESIGNS OF THE PAO "SUMSKOE NPO"; <i>V. G. Panenko, V. P. Paramanik, O. N. Shcherbakov, S. M. Ushakov (PAO "Sumskoe NPO", Sumy, Ukraine)</i>	201
COMPENSATION SEASONAL FALL IN THE STRENGTH OF GPA WITH THE USE OF ABHM <i>G. G. Latypov, A. M. Temkin, D. V. Kirillov (OOO "Energy Saving technologies", Saint-Petersburg, Russia)</i>	222
IMPROVEMENTS TO THE BASIS OF THE CALCULATION OF THE ACTUAL PERFORMANCE OF RECIPROCATING COMPRESSORS IN THE GAS LIFT SYSTEM AND TRANSPORTATION OF ASSOCIATED PETROLEUM <i>Aliev V. I., Ernesaks, O. V., Makarov V. V., Aliev E. N. (OOO "Avtokom oil and gas", Moscow, Russia)</i>	222
AUTHORS INDEX	235

ТЕХНИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ НПФ «ЭНТЕХМАШ» ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*А.Н. Любимов, М.А. Молодов, А.А. Райков
(ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Санкт-Петербург, Россия)*

Общество с ограниченной ответственностью научно-производственная фирма «ЭНТЕХМАШ» успешно работает на рынке энергетического машиностроения с 1991 года. Компания обладает собственной производственной площадкой с 4-мя цехами, оборудованными всем необходимым современным станочным оборудованием. Кроме производственной базы НПФ «ЭНТЕХМАШ» обладает уникальным банком экспериментальных данных [1,2], специализированным и высококвалифицированным составом работников, имеющим большой опыт производственной, конструкторской и научной деятельности. В процессе проектирования используются как классические методы проектирования, основанные на фундаментальных тру-

дах [3,4], так и современные методы моделирования пространственного вязкого потока [5]. Приоритетным направлением деятельности фирмы является модернизация турбокомпрессорного и теплообменного оборудования для различных областей промышленности с повышением показателей эффективности и надежности.

На сегодняшний день только в Российской Федерации работает более 10 000 турбокомпрессорных агрегатов. Многие из них не обеспечивают необходимые параметры назначения, не соответствуют современному уровню энергоэффективности, имеют пониженную надежность работы, что обуславливается такими факторами как: износ и деформация деталей и узлов, формирующих элементы проточной части; наличие перетечек и внешних утечек; несогласованность работы секций (в том числе в связи с изменениями в технологическом регламенте работы агрегата).



Рисунок 1. Модернизированный ротор ЦНД (компрессор типа 2MCL1006+2MCL456)



Рисунок 2. Модернизированный ротор ЦВД (компрессор типа К1290-121-1)

По мнению специалистов НПФ «ЭНТЕХМАШ» для исправления вышеуказанных недостатков совершенно не обязательно полностью заменять агрегат, ведь можно вдохнуть в него новую жизнь путем модернизации. Корпусы, система маслосмазки, трубопроводная обвязка, подшипники, муфты, системы управления и регулирования – все эти дорогие элементы, зачастую, не требуют изменений. В результате модернизации заменяются только элементы прочной части (роторы, диффузоры, диафрагмы), что существенно снижает стоимость относительно покупки нового компрессора, а также исключает необходимость проектных работ (переобвязка агрегата, установка на новый фундамент).

«Созданный заново» в ходе модернизации компрессор может находиться в эксплуатации еще несколько десятилетий, а по эффективности не уступает заново спроектированным машинам в новых корпусах. За всё время произ-

водственной деятельности НПФ «ЭНТЕХМАШ» провел более 40 успешных модернизаций турбокомпрессоров в химической, металлургической и нефтехимической отраслях промышленности. Далее представлены некоторые заслуживающие внимания проекты.

Компрессоры типа К1290-121-1 производства «Невского завода им. В.И. Ленина» и **типа 2MCL1006+2MCL456** производства фирмы «Hitachi» предназначены для сжатия воздуха в технологическом цикле крупнотоннажного производства аммиака. Компрессоры выполнены двухцилиндровым, четырехсекционным. Приводом служит паровая турбина. Ротор цилиндра низкого давления приводится во вращение непосредственно паровой турбиной, а ротор цилиндра высокого давления – через мультипликатор.

Всего фирмой «ЭНТЕХМАШ» модернизировано 19 таких компрессоров с



Рисунок 3. Модернизированный ротор и пакет ЦНД



Рисунок 4. Модернизированный ротор ЧНД паровой турбины

повышением производительности в диапазоне от +10% до +35% [6], а также уникальный проект по снижению производительности на -30%. Для каждого типа разработаны унифицированные варианты модернизации, позволяющие ступенчато менять производительность путем минимальной замены элементов ПЧ. Ниже представлены изготовленные новые узлы.

Компрессор типа 463В5/5-272В5/5-272В7/Р1 производства «Dresser Rand», типа 433ГЦ2-143/25-321ПМЗ производства «Казанского Компрессорного Завода» (по лицензии) и типа К150-271-1 производства «Невского завода им. В.И. Ленина» предназначены для сжатия азот-водородной смеси (синтез-газ) в технологическом цикле крупнотоннажного про извод-

ства аммиака. Компрессоры данного типа являются одними из самых сложных ЦКМ, выполняются трехцилиндровыми, четырехсекционными с циркуляционной ступенью (выполнена на одном валу с секцией высокого давления), включают 27 ступеней сжатия, сжимающих газ до давления ~ 320 кгс/см² абс. Приводом является паровая турбина, роторы компрессора приводятся во вращение непосредственно паровой турбиной.

Фирмой выполнено 6 модернизаций компрессоров такого типа с повышением производительности на +15% и +30% относительно проектной с повышением энергоэффективности (совместно с модернизацией компрессора типа К150-271-1 была выполнена модернизация приводной паровой турбины). Потребляемая мощность последнего модернизированного агрегата снизилась на **4,5 МВт** при сохранении технологического режима работы. Разработан унифицированный вариант модернизации, обеспечиваю-

щий работу в широком диапазоне производительности при помощи замены только лишь лопаточных диффузоров.

Компрессор типа **К1500-62-2** и типа **К500-61-1** производства «Невского завода им. В.И. Ленина» предназначены для сжатия воздуха в различных установках разных областей промышленности (например, входят в состав воздуходелительных установок). Данные компрессоры принадлежат к одному типоразмерному ряду, созданному методом подобия (масштабирования) с наличием некоторых конструктивных особенностей. Выполняются одноцилиндровыми, трехсекционными. Приводом являются электродвигатели различной мощности. Ротор компрессора приводится во вращение через пару мультипликатора.

НПФ «ЭНТЕХМАШ» выполнил 4 модернизации вышеуказанных компрессоров с повышением производительности на 12-18% и энергоэффективно-



Рисунок 5. Модернизированный ротор компрессора типа К500-61-1



Рисунок 6. Модернизированный ротор компрессора типа K1500-62-2

сти, а также расширением диапазона устойчивой работы (увеличением запаса по помпажу).

Кроме вышеуказанных НПФ «ЭНТЕХМАШ» выполнил модернизации компрессоров природного газа и аммиака, нагнетателей воздуха в составе установок каталитического крекинга. На данный момент активно разрабатываются проекты по модернизации компрессоров нефтяного попутного газа.

Компания «ЭНТЕХМАШ» идет курсом устойчивого развития и расширения производственных и инженерно-технических возможностей, для чего обладает всем необходимыми средствами – высококвалифицированным персоналом, укомплектованным современным производством, научно-технической базой и большим опытом!

Литература:

1. Евдокимов В.Е. Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирова-

ния ЦКМ. // Турбины и компрессоры. — 1997. — 3,4.

2. Семаков В.З., Репринцев А.И., Бганцов Д.Е. Модернизация и ремонт центробежных компрессоров промышленных предприятий // Компрессорная техника и пневматика. — 2002. — 10. — С. 30-32.

3. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. — 3 : 351 с.

4. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. — 232 с.

5. URL:
<https://www.numeca.com/product/fineturbo>

6. Семаков А.В., Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Любимов А.Н. Новые технические решения по модернизации турбокомпрессоров аммиачного производства // Компрессорная техника и пневматика - 2014. - № 3. - С. 2-10

ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ ТИПОВ КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКИ НА ОБЪЕКТАХ ПАО «ГАЗПРОМ»

С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский, А.В. Се-
мушкин (ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г.
Москва, Россия)

В настоящее время на компрессорных станциях ПАО «Газпром» установлено более 4500 газоперекачивающих агрегатов (ГПА) суммарной мощностью более 53 млн. кВт. Основная часть газоперекачивающего оборудования сосредоточена на КС магистральных газопроводов 88,4 % (рисунок 1). В структуре парка газоперекачивающих агрегатов преобладают ГПА, оснащенные газотурбинным приводом в комбинации с ЦБК – более 89 %. На электрический тип привода приходится около 10,5 %. (рисунок 2)

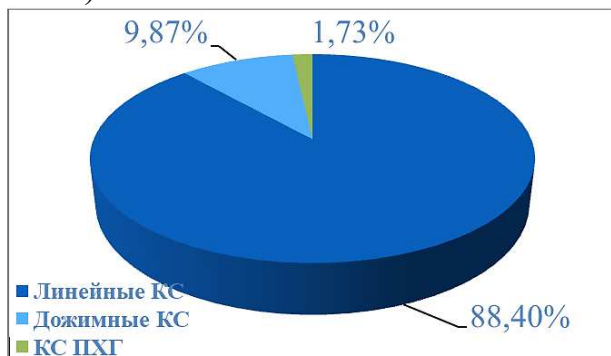


Рисунок 1. Структура парка ГПА

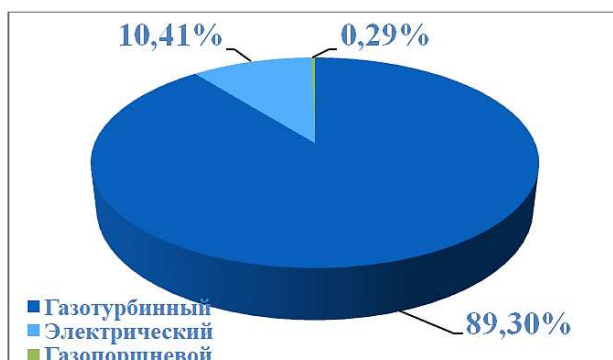


Рисунок 2. Структура парка приводов ГПА

Мощностной ряд газотурбинных ГПА включает типоразмеры от 2,5 до 50 МВт. Основу парка ГПА с газотур-

бинным приводом составляют агрега-
ты с номинальной мощностью 10 и
16 МВт – 68,7 %, на ГПА мощностью
25-30(32)-50 МВт приходится порядка
18,4 % эксплуатируемого парка. Сред-
няя единичная мощность ГПА со-
ставляет 12,9 МВт. Средневзвешен-
ный КПД парка составляет $\approx 30,5$ %.

Большинство установленных газотур-
бинных ГПА относится к классу мощ-
ности 16-18 МВт, около 45,5 %. Сред-
невзвешенный КПД парка составляет
порядка 30,5 %.

Для формировавшегося в течение по-
чти пятидесяти лет парка ГПА харак-
терно большое разнообразие оборудо-
вания по типоразмерам и возрасту. В
эксплуатации находятся 65 типов при-
водных двигателей, более
100 модификации газовых компрессо-
ров, более 150 комбинации «привод-
компрессор». Различны также компо-
новочные решения по размещению га-
зоперекачивающих агрегатов на КС —
в общих и индивидуальных зданиях, в
блочно-контейнерном исполнении. В
зависимости от комплектации приме-
няемого оборудования существует
около 200 различных вариантов ком-
поновок ГПА.

Магистральные газопроводы являются
инструментом для доставки газа от
удаленных мест его добычи к потре-
бителю. Снижение эксплуатационных
затрат, в том числе за счет применения
более эффективного оборудования яв-
ляется одной из ключевых задач
ПАО «Газпром» в этом направлении
бизнеса.

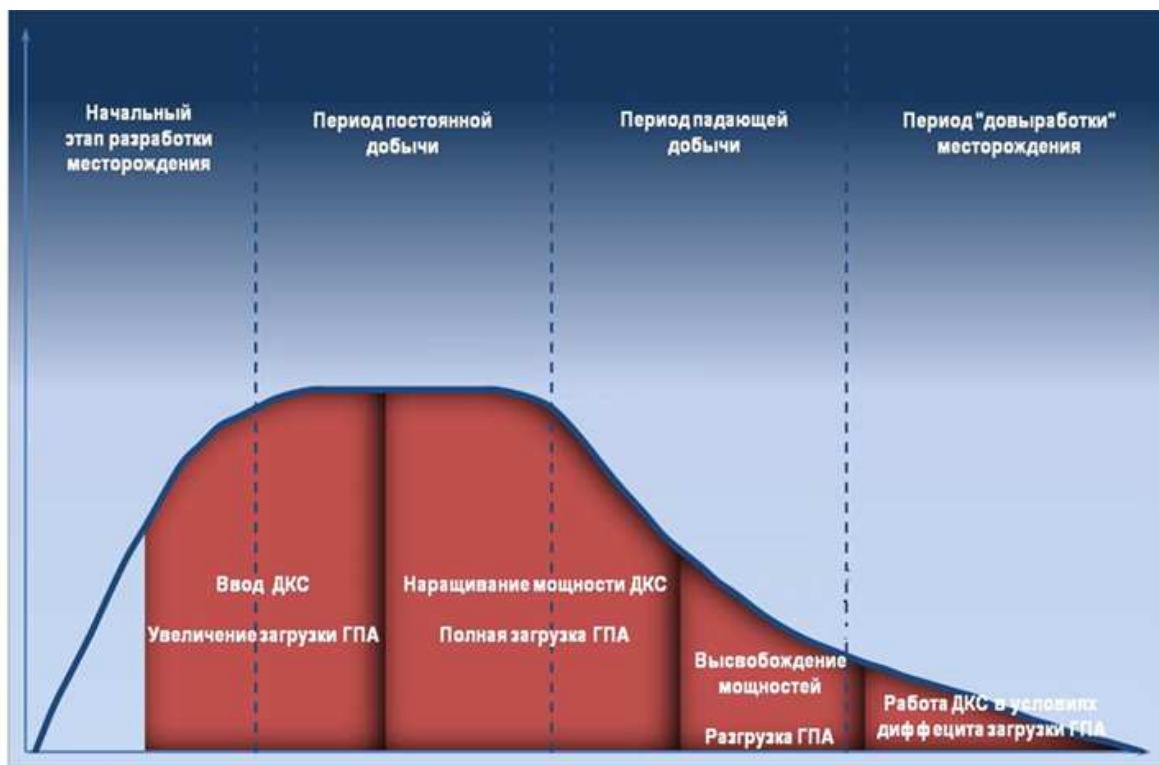


Рисунок 3. Этапы развития дожимного комплекса

Установленный парк газоперекачивающих агрегатов КС магистральных газопроводов составляет более 3820 единиц (около 47 млн. кВт). Более трети машин разработаны в 1965-1973 гг., $\approx 30\%$ — в 1979-1983 гг., $\approx 5\%$ агрегатов — до 1965 г. Доля современного оборудования, созданного за последнее десятилетие (ГПА серии «Урал», ГПА серии РМ, ГПА серии «Волга» и т.д.) составляет порядка 30%.

Обновление парка газоперекачивающих агрегатов в рамках программы реконструкции отстает от темпов его старения и составляет около 8 ГПА в год. Поддержание работоспособности парка в основном осуществляется по средствам капитального ремонта. В сложившихся условиях все большую актуальность приобретает задача разработки технических решений по модернизации «старого парка» ГПА, обеспечивающих продление назна-

ченного ресурса и повышения эффективности агрегатов.

При проектировании и строительстве новых газотранспортных систем «Голубой поток», «Североевропейский газопровод» (СЕГ), «Сахалин-Хабаровск-Владивосток», «Бованенково-Ухта», «Ухта-Торжок», «Турецкий поток» и «Сила Сибири» предпочтение отдается применению высокоэффективного газоперекачивающего оборудования:

- 1) Достигнутый уровень политропного КПД для модификаций ЦБК со степенями сжатия 1,35 – 1,50 составляет 84-87 %.
- 2) Внедрены ЦБК с «сухими» опорным и уплотнительным узлами.
- 3) Внедрены газоперекачивающие агрегаты повышенной единичной мощностью до 32 МВт (типа «Ладога» разработки АО «РЭПХ»), на отдель-



Рисунок 4. Унифицированный ЦБК мощностью 16 МВт для объектов добычи

ных объектах – до 50 МВт с эффективным КПД привода до 40 %.

4) Внедрены унифицированные ГПА единичной мощностью 16 МВт.

В рамках продолжения сотрудничества с предприятиями компрессоростроения по развитию КС магистральных газопроводов могут быть предложены следующие направления:

1) Продолжение работ по повышению эффективности ЦБК при обеспечении требуемого диапазона его эффективного регулирования, в том числе и создание ЦБК с осевым входом.

2) Совместно с производителями газоперекачивающих агрегатов разработать линейку унифицированных ГПА для применения на объектах различного назначения.

Разработку газовых месторождений можно условно разделить на четыре этапа: начальный этап разработки, ха-

рактеризующийся высокими уровнями пластового давления и увеличением отбора газа из залежей в соответствии с графиком ввода производственных фондов; период постоянной добычи газа; этап падающей добычи и завершающий этап эксплуатации. В развитии дожимного комплекса также прослеживаются четыре крупных периода (рисунок 3).

При обустройстве большинства дожимных КС ПАО «Газпром» принята традиционная для отечественной практики параллельно-последовательная технология. Нарастивание мощностей осуществляется поэтапным вводом 2-х-3-х последовательно работающих компрессорных цехов в период постоянной добычи (дополнительный цех вводится перед существующим цехом, в существующем цехе меняются только сменные проточные части ЦБК).

Полная загрузка ГПА достигается за счет поэтапной замены сменных проточных частей на высоконапорные со степенью сжатия 1,70-2,2-3,0 и переобвязки в 3-4 ступени в период падающей добычи.

Применение газоперекачивающих агрегатов высокой единичной мощности позволяет сократить капитальные вложения при обустройстве месторождений, а также минимизировать эксплуатационные затраты на ДКС в течении первых трех этапов разработки.

Однако, в дальнейшем при вступлении месторождений в период «довыработки» последовательно приобретают актуальность две проблемы:

- исчерпывается возможность увеличения степени сжатия ДКС «классическими» методами;
- единичная мощность ГПА становится избыточной при низких (по сравнению с начальными) объемах добычи.

Таким образом требуется дальнейшее развитие или адаптация существующей технологии компримирования газа к новым условиям работы с целью максимального извлечения запасов и выполнения лицензионных обязательств с одной стороны, и обеспечения рентабельной довыработки месторождения с другой.

В 2014 году в рамках 16-й международной научно-технической конференции по компрессоростроению [1] ООО «Газпром ВНИИГАЗ» были предложены технические решения, обеспечивающие оптимизацию загрузки ГПА:

1) применение высоконапорных ЦБК

со степенью сжатия до 5,0;

2) применение двухсекционных и многокорпусных ЦБК;

3) применение технологии распределенного компримирования;

4) централизация мощностей или снижение единичной мощности ГПА.

К настоящему моменту эти технические решения частично реализованы отечественными машиностроителями.

АО «РЭПХ» создан унифицированный корпус ЦБК мощностью 16 МВт, обеспечивающий установку СПЧ с номинальной степенью сжатия до 4,0 и объемным расходом на входе до 1000 м³/мин (рисунок 4). Головной образец ЦБК успешно прошел приемочные испытания на ДКС Западно-Таркосалинского месторождения ООО «Газпром добыча Ноябрьск». Применение данных ЦБК предусмотрено на ДКС Заполярного НГКМ (ДКС УКПГ-3С введена в эксплуатацию в конце 2017 года).

С целью апробации применения принципа малолюдных технологий ведется разработка электроприводного ГПА для ДКС Еты-Пуровского месторождения. Работа ДКС предполагается круглогодично в отсутствии резерва без постоянного присутствия обслуживающего персонала. Управление ДКС предполагается осуществлять с площадки УКПГ Вынгаяхинского месторождения, расположенной в 40 км от объекта.

ЗАО «НИИтурбокомпрессор» совместно с ОАО «Казанькомпрессормаш» в рамках реализации проекта МКС на УМВГК Чаяндинского НГКМ разра-



Рисунок 5. МКУ типа ТАКАТ на площадке КГС-611 Ямбургского НГКМ

ботаны двухкорпусные многосекционные ЦБК мощностью 10 МВт для компримирования гелиевого пермеата. Суммарная номинальная степень сжатия двух последовательно работающих агрегатов составляет порядка 70,0. Компрессорные блоки оснащены промежуточными сепараторами и АВОГ. ЦБК успешно прошли стендовые приемо-сдаточные испытания и готовятся к монтажу на площадке объекта эксплуатации.

Также в рамках реализации технологии распределенного компримирования на Ямбургском НГКМ разработана первая отечественная МКУ (рисунок 5) для работы на площадке куста газовых скважин № 611. Установка состоит из двух блок-контейнеров с полностью смонтированным оборудованием и системами: установка очист-

ки газа в первом и установка компримирования – во втором. МКУ оснащена маслозаполненным винтовым компрессором с приводом от электродвигателя. Охлаждение масла и газа осуществляется в индивидуальных АВОГ. В 2017 году установка смонтирована на объекте и проходит опытно-промышленную эксплуатацию.

В рамках проекта реконструкции Медвежьего НГКМ с объединением газовых промыслов ПАО «НПО «Искра» выполнена реконструкция ГПА со снижением единичной мощности ГПА типа ГТН-6 и заменой ЦБК.

В рамках продолжения сотрудничества с предприятиями компрессоростроения по развитию и повышению эффективности дожимного комплекса могут быть предложены следующие направления:

1) Дальнейшее развитие работ по созданию унифицированного высоконапорного корпуса ЦБК с возможностью установки СПЧ с номинальной степенью сжатия до 5,0.

2) Создание линейки МКУ для обеспечения развития технологии распределенного компримирования на месторождениях ПАО «Газпром» на базе разработанного ООО «Газпром ВНИИГАЗ» параметрического ряда (300 (355)-500-1000 кВт) с учетом возможности их перебазирования как в рамках одного месторождения, так и между ними.

3) Учитывая соотношение стоимости электроэнергии и природного газа, а также принцип независимости от источника энергии необходимым видится создание МКУ на базе газопоршневого привода и поршневого компрессора. Данная задача осложняется требованиями к импортонезависимости установки с учетом современного состояния производства поршневых машин.

4) Совместно с производителями газоперекачивающих агрегатов:

- проработать варианты снижения единичной мощности эксплуатируемых в настоящее время ГПА;

- разработать проект перебазированного ГПА для применения на объектах добычи газа, состоящего из блоков полной заводской готовности с полностью смонтированным оборудованием и системами;

- разработать проект мультимощностного ГПА, предусматривающего возможность замены ГТУ на менее мощный в соответствии с потребностями эксплуатирующей организации без

проведения дополнительных работ по его реконструкции.

Отличительной особенностью эксплуатации КС подземных хранилищ газа является сезонность их эксплуатации в периоды закачки и, в отдельных случаях, в периоды отбора газа.

В рамках развития ПХГ ПАО «Газпром» внедряются новые типы газоперекачивающего оборудования, в том числе:

- ГПА, оснащенные двухкорпусными ЦБК, технологическая обвязка которых предусматривающими возможность как параллельной, так и последовательной работы секций;

- ГПА мощностью 4 МВт, оснащенные газотурбинным приводом, в комбинации с поршневым компрессором (передача крутящего момента осуществляется при помощи редуктора);

- ГПА мощностью до 2,5 МВт на базе газопоршневого привода в комбинации с поршневым компрессором.

Решение последней из указанных выше задач осложняется в условиях реализации в ПАО «Газпром» политики импортозамещения в отсутствие отечественных производителей серийных газопоршневых двигателей, а также низкой конкуренции на рынке отечественных производителей поршневых компрессоров.

Литература:

Минликаев В.З., Скорик М.С., Семушкин А.В., Михеев С.С. «Применение новых типов компрессорной техники для обустройства дожимного комплекса газовых промыслов и реконструкции действующих мощностей

на месторождениях ОАО «Газпром». Труды XVI Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – СПб.: ЗАО «РЭПХ», АСКОМП, 2014. – Т. 1, С. 360-365.

ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ ТЕГАС ДЛЯ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА

К.ф-м.н. Ворошилов И.В., Анисимов К.В., Шулекин П.Б. (ООО «ТЕГАС» Краснодарский край, станция Динская, Россия)

В середине позапрошлого века Дмитрий Иванович Менделеев впервые предложил идею использования труб для транспортировки нефти и нефтепродуктов. Он обосновал возможность функционирования трубопроводного транспорта, и раскрыл основные принципы сооружения трубопроводов. Ученый предположил, что создание

системы трубопроводного транспорта будет способствовать росту нефтяной промышленности, и позволит вывести российскую нефть на международный рынок.

Во второй половине XIX-го века был построен первый трубопровод для перекачки нефти по проекту российского инженера В. Г. Шухова. Длина магистрали составляла 9 километров. На сегодняшний день общая протяженность веток трубопроводного транспорта России превышает 250 тысяч километров, из которых более 178 тысяч километров – газопроводы и более 75 тысяч километров – нефтепроводы. Крупнейшим в мире владельцем магистральных нефтепроводов считается ОАО «Транснефть» вместе со своими дочерними предприятиями, а крупнейшим оператором российских газопроводов является ПАО «Газпром».



Рисунок 1. Новая передвижная азотная компрессорная станция ТГА-10/251

Компании продолжают строить магистральные трубопроводы и наращивать свои транспортные мощности. При вводе в эксплуатацию новых участков магистрали в обязательном порядке проводят испытания трубопровода согласно нормативным регламентирующим документам. Кроме того, уже функционирующие трубопроводы требуют периодического обслуживания и ремонта. Для решения таких задач на магистральных трубопроводах используются азотные и воздушные компрессорные станции ТГА производства промышленной группы ТЕГАС.

К перечню операций, выполняемых компрессорными станциями ТГА в сегменте трубопроводного транспорта, относятся:

- 1) Пневматические испытания трубопроводов воздухом или азотом для проверки перед запуском, после монтажа или ремонта;
- 2) Осушка трубопроводов после гидравлических испытаний;
- 3) Инертизация газо- и нефтепроводов перед проведением ремонтных работ;
- 4) Предварительная механическая и более глубокая химическая очистка трубопроводов с использованием специального поршня;
- 5) Диагностирование трубопровода поршнем с использованием специальной системы диагностики.

Одним из наиболее востребованных типов операций с использованием станций ТГА является – испытания га-

зопроводов. Рассмотрим этот процесс более подробно.

Перед пневматическими испытаниями участка трубопровода проводят его продувку воздухом с пропусканьем пенополиуретановых поршней. Начинают испытание с повышения давления в испытуемом участке до 2 МПа либо до уровня рабочего давления, в случае если он ниже 2 МПа, после чего проводят осмотр. На следующем этапе давление повышают до испытательного уровня, и выдерживают газопровод определенное время под высоким давлением. После этого понижают давление до рабочего уровня, и проверяют газопровод на герметичность. По окончании проверки стравливают воздух из испытуемого участка. При стравливании сухого воздуха и понижении давления в газопроводе с испытательного до рабочего, целесообразно использовать стравливаемый сухой воздух для осушки подготовленного к испытаниям соседнего участка трубопровода. Стравливание до давления 5 МПа происходит без ограничения скорости. Дальнейшее стравливание с 5 МПа и ниже происходит поэтапно с выдержкой постоянного давления на каждой ступени либо плавно со скоростью не более 0,1 МПа в час.

Если в процессе испытания газопровода происходит разрыв, поврежденный участок ремонтируют, очищают, и проводят испытания повторно. При использовании в пневматических испытаниях неосушенного воздуха, по испытанному участку газопровода после завершения испытаний дополнительно пропускают пенополиуретановые поршни.



Рисунок 2. Испытания магистрального газопровода пневматическим методом: компрессорная техника развернута на рабочих позициях

По завершении стравливания выполняют осушку испытанного участка сухим воздухом до температуры точки росы (ТТР) минус 20 °С для газопроводов в талых и сезонно-мерзлых грунтах либо – минус 30 °С – для участков газопроводов в многолетне-мерзлых грунтах.

На финальном этапе осушенный газопровод заполняют сухим азотом с ТТР – минус 20 °С для газопроводов в талых и сезонно-мерзлых грунтах либо – минус 30 °С – для участков газопроводов в многолетнемерзлых грунтах до избыточного давления 0,02 МПа.

Так осуществляются испытания магистральных газопроводов.

Качественно и эффективно решать эти и другие задачи по испытаниям, ремонту и обслуживанию магистральных трубопроводов помогают передвижные воздушные и азотные компрессорные станции серии ТГ и ТГА.

Надежным источником сжатого и осушенного воздуха является передвижная воздушная компрессорная станция ТГ (модернизированная СД). Производительность таких воздушных станций в зависимости от модели составляет от 9 до 40 м³/мин воздуха. Производительность приведена к нормальным условиям (p=1атм, t=20°С). Максимальное давление получаемого на выходе воздуха в зависимости от модели – от 100 до 350 атмосфер. [1]

Источником азота служит передвижная азотная компрессорная станция ТГА (модернизированная СДА). Производительность азотных станций в зависимости от модели составляет от 5 до 30 м³/мин азота. Производительность приведена к нормальным условиям (p=1атм, t=20°С). Максимальное давление получаемого на выходе азота



Рисунок 3. Воздушные компрессорные станции на площадке готовой продукции

в зависимости от модели – от 100 до 350 атмосфер, а под заказ производитель изготовит станцию с более высоким давлением нагнетания. Концентрация азота варьируется в пределах от 90% до 99%. [2]

Преимуществами таких передвижных станций являются: высокая мобильность – скорость доставки к местам эксплуатации, полная автономность и возможность быстрого развертывания на объекте, высокая энергоэффективность и увеличенный ресурс работы. [3]

Промышленная группа «ТЕГАС» производит и поставляет передвижные воздушные и азотные компрессорные станции крупнейшим предприятиям страны – ПАО «Газпром», ОАО «Транснефть», ОАО «Сургутнефте-



Рисунок 4. Азотная компрессорная станция ТГА-10/251 у крановых узлов магистрального трубопровода выполняет задачу по испытанию участка

газ», активно ведет отгрузку за рубеж – в Казахстан, Азербайджан и другие страны. Приобретая такую сложную высокотехнологичную продукцию, как станции серии ТГА, необходимо позаботиться о квалификации сотрудников, которые будут эксплуатировать новую технику. Это обеспечит надеж-

ность и эффективность ее работы, долгосрочную эксплуатацию.

Лицензированный учебно-производственный центр, входящий в состав промышленной группы проводит обучение машинистов на базе нефтесервисного подразделения компании. По окончании обучения выдается удостоверение установленного образца по специальности: "Машинист транспортных компрессорных установок и азотных станций".

В зависимости от потребностей, компания-заказчик выбирает – приобрести новую станцию в собственность или взять в аренду в нефтесервисном подразделении вместе с профессиональным экипажем. Все машинисты компрессорных станций в компании являются высококлассными специалистами, а наиболее опытные сотрудники работают по специальности уже более 10 лет, что гарантирует выполнение поставленных задач с максимальной эффективностью на высоком уровне качества.

ТЕГАС является единственной компанией РФ, в парке которой более 20 станций, предназначенных для использования заказчиками и субподрядчиками. Благодаря многочисленному парку компрессоров и возможности одновременного их использования, ТЕГАС способен обеспечить решение задач, требующих подачу большого количества азота за короткий период времени.

Литература:

1. Передвижная компрессорная станция [Текст]: пат. 121014 Рос. Федерация: МПК F04B41/00/ Эмха Е.Н.,



Рисунок 5. Компрессорная станция нефтесервисного подразделения ТЕГАС на очередном задании. ТГА-18/251 проверена временем: 10 лет исправной работы, более 200 выполненных задач на 150 объектах по всей России и в странах СНГ.

Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2012121048, заявл. 22.05.2012, опубл. 10.10.2012, Бюл. № 28

2. Передвижная азотная компрессорная станция [Текст]: пат. 123073 Рос. Федерация: МПК F04B41/00/Эмха Е.Н., Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2012121050, заявл. 22.05.2012, опубл. 20.12.2012, Бюл. № 35

3. Передвижные азотные компрессорные станции [Текст] / Ворошилов И.В., Владыкин Д.В., Копачёв Д.Н. // Бурение и нефть. – 2013. – № 10. – С. 59-62.

4. Порядок проведения испытаний магистральных газопроводов в различных природно-климатических условиях / ОАО «Газпром». – М: Газпром экспо, 2009.

5. Передвижная компрессорная станция с наддувом [Текст]: пат. 133211 Рос. Федерация: МПК F04B41/06/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013118879, заявл. 23.04.2013, опубл. 10.10.2013, Бюл. № 28.

6. Компрессорная станция мобильная [Текст]: пат. 138559 Рос. Федерация: МПК F04B41/00/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013111402, заявл. 13.03.2013, опубл. 20.03.2014, Бюл. № 8

7. Компрессорная станция азотная мобильная [Текст]: пат. 139807 Рос. Федерация: МПК F04B41/00/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" -

№ 2013111405, заявл. 13.03.2013, опубл. 20.04.2014, Бюл. № 11.

8. Компрессорная станция [Текст]: пат. 112956 Рос. Федерация: МПК F04B41/00/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2011136295, заявл. 31.08.2011, опубл. 27.01.2012, Бюл. № 3.

9. Самоходная компрессорная станция [Текст]: пат. 117989 Рос. Федерация: МПК F04B35/06/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2012103793, заявл. 03.02.2012, опубл. 10.07.2012 Бюл. № 19.

МИРОВОЙ ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПОДВОДНЫХ ДОБЫЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ РАЗРАБОТКЕ МЕСТОРОЖДЕНИЙ УГЛЕВОДОРОДОВ НА МОРСКОМ ШЕЛЬФЕ

Р.В.Горячев (ПАО «Газпром»), Ю.В. Кожухов (ФГАОУ ВО СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия), Ю.П. Ерышкин (ПАО НПО «Искра», Санкт-Петербург, Россия)

Введение

В настоящее время добыча газа на морском шельфе осуществляется с помощью самоподъемных, полупогружных или гравитационных платформ и буровых установок в зависи-

мости от глубины морского дна. В процессе добычи ресурсов происходит постепенное истощение месторождения, приводящее к уменьшению дебита скважины, что в свою очередь требует проведения ряда операций со скважиной для поддержания прежнего уровня добычи. [1, 2] На суше в таких случаях вводят в эксплуатацию дожимную компрессорную станцию (ДКС), однако, при добыче газа на шельфе это зачастую труднореализуемо в виду большой удаленности скважин от берега, значительной глубины и сложной ледовой обстановки в арктических и субарктических условиях. Для решения этой задачи требуется установка, которая могла бы компримировать на большой глубине неподготовленный природный газ с большим количеством влаги и примесей, обеспечивая при этом возможность дистанционного контроля и управления работой с берега. На этот вызов инженеры ответили созданием герметичных подводных компрессорных агрегатов.

Описание

Данная статья представляет собой обзор современных достижений в области создания герметичных подводных компрессоров, а также предварительный анализ общих подходов, применяемых при создании подобной техники.

Основная часть

В настоящее время в мире существует несколько компаний, занимающихся разработкой и производством подводных компрессоров, наиболее известные из них это: MAN Diesel & Turbo (ФРГ), Siemens AG (ФРГ), General

Electric Oil & Gas (США), и One Subsea (США). [3,9]

История развития герметичных подводных компрессоров производства компании MAN Diesel & Turbo, начинается с создания в 1990-ом году агрегата MORICO (Motor Pipeline Compressor) [4], одного из первых в мире герметичных электроприводных газоперекачивающих агрегатов, не использующих масло. В отличие от «классической» компоновки, в этом агрегате полностью отсутствуют ре-

дукторы (мультипликаторы) и соединительные муфты, привычные подшипники скольжения, смазываемые маслом и масляные уплотнения вала, а также обеспечивающие системы – подготовки и подачи смазочного масла, и подготовки разделительного газа. Благодаря использованию единого вала для асинхронного электродвигателя и рабочих колес, а также применению магнитных подшипников размеры установки существенно меньше по сравнению с традиционными электроприводными турбокомпрессорами.

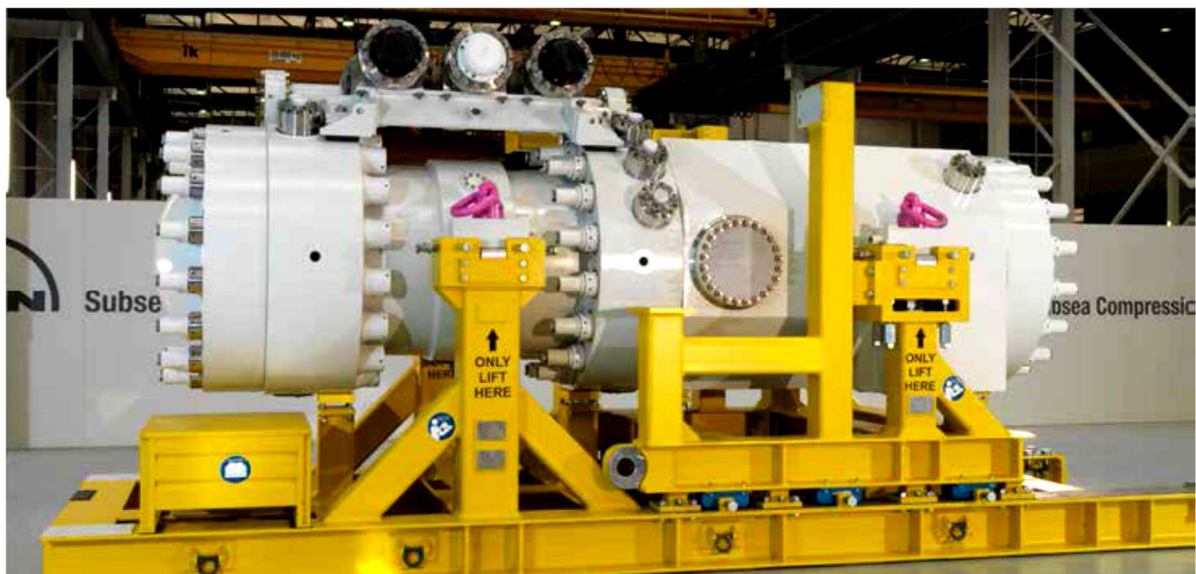


Рисунок 1. Один из подводных компрессоров HOFIM, ф. MAN Diesel & Turbo, установленный на месторождении Åsgard, Норвегия

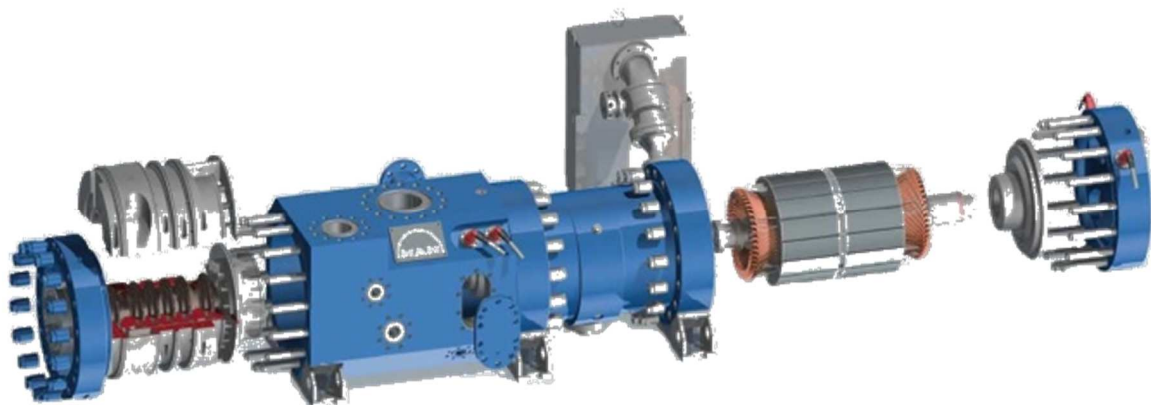


Рисунок 2. Модель компрессора HOFIM, ф. MAN Diesel & Turbo

Аналогичные технические решения заложены и в более современном подводном компрессорном агрегате HOFIM (High-Speed Oil-Free Integrated Motor-Compressor) [5, 6], который в исполнении «tandem» имеет схожую конструкцию с расположением электродвигателя между компрессором низкого давления (КНД) и компрессором высокого давления (КВД), но отличается более высоким отношением давлений и диапазоном расхода в виду большего количества ступеней.

Первые образцы герметичных компрессоров HOFIM (рис.1, 2) создавались в начале 2000-х годов, постепенно этот проект был адаптирован к морским условиям и уже в 2007-2010 годах были проведены подводные испытания компрессора HOFIM в условиях берегового испытательного полигона K-Lab, Karstø, Норвегия (оператор - компания Statoil), тем самым доказав жизнеспособность концепции подводного компримирования. С сентября 2015 года два герметичных электроприводных компрессора HOFIM мощностью 11,5 МВт каждый работают на глубине около 300 метров, в 40 километрах от берега на месторождении Åsgard, Норвегия (оператор – компания Statoil, EPC-контрактор – компания Aker Solutions) в режиме коммерческой эксплуатации, суммарная наработка на конец 2017 года превысила 30 тысяч моточасов [6].

Другой известный представитель мирового энергетического машиностроения – компания Siemens AG начала работу по созданию подводного компрессора в 1999 году, создав для компании NAM (Нидерланды) герметич-

ный компрессор STC-ECO (рис.3) с уменьшенными размерами, отсутствием торцевых уплотнений, повышенной надежностью и необходимостью технического обслуживания 1 раз в 5 лет [7]. Этот компрессор предназначался для истощенного месторождения и одним из требований к его работе являлось отсутствие обслуживающего персонала. Как итог, компрессор был выполнен в едином корпусе с частотно-регулируемым электродвигателем, без редуктора, газовых и масляных уплотнений. Применение активного магнитного подвеса, одновальная конструкция ротора двигателя и компрессора, а также вертикальное расположение агрегата позволило сократить количество опор до двух радиальных и одной осевой опоры. Дальнейшее развитие STC-ECO привело к созданию модельного ряда, состоящего из LP1 и LP2 мощностью до 10 МВт и HP1 с HP2 мощностью до 20 МВт, типоразмерный ряд предполагает использование до 8 центробежных ступеней и давление нагнетания до 22 МПа.

Несмотря на отсутствие информации о применении в реальных морских условиях, STC-ECO имеет успешный опыт коммерческой эксплуатации с 2006 года на объекте Vries-4 недалеко от г. Гронинген, Нидерланды (оператор – компания NAM). Также известно об успешном прохождении цикла длительных испытаний в бассейне на полигоне K-Lab с замкнутым контуром компримирования в Karstø, Норвегия, подтвердивших заявленные показатели надёжности в условиях схожих с условиями работы на шельфе.

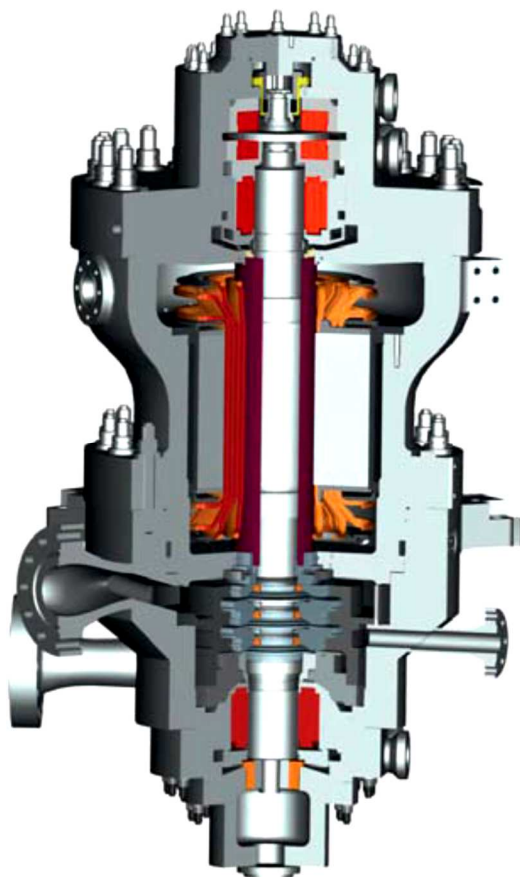


Рисунок 3. Разрез модели компрессора STC-ECO, ф. Siemens AG

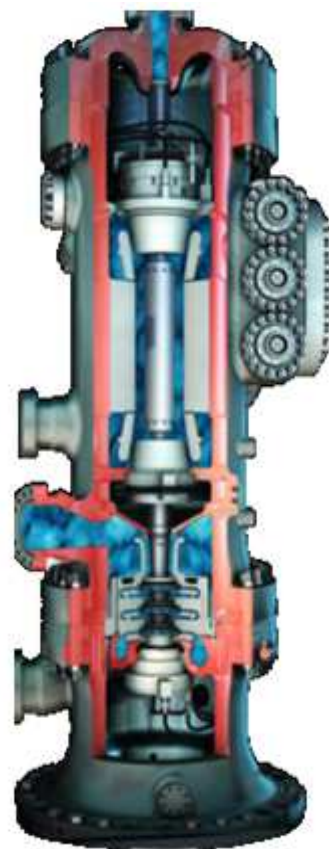


Рисунок 4. Разрез модели компрессора Blue-C, ф. General Electric

Разработку ещё одного компрессорного агрегата в подводном герметичном исполнении американская компания General Electric Oil & Gas начала с создания прототипа мощностью 0,85 МВт ещё в 1992 году [8]. Тем не менее, для демонстрации технологии в 2001 году при участии компании Kvaerner Eureka (Норвегия) была начата разработка нового проекта – Demo-2000, который уже через год успешно завершил первые 500-часовые испытывания в специальном бассейне. В результате работы по развитию и масштабированию этой технологии, в 2006 году был готов концептуальный проект 15-ти мегаваттного подводного компрессора для месторождения Ormen Lange (Норвегия) впоследствии получивший название

Blue-C (рис.4). Его конструкция так же как и у компрессоров HOFIM и STC-ECO предусматривает применение активных электромагнитных подшипников (3 капсулированных радиальных и 1 капсулированный осевой), электропривода с частотным регулированием, полностью герметичного единого корпуса двигателя и компрессора, общего вала без редуктора. Расположение ротора – вертикальное, тип ступеней – центробежные, количество рабочих колес (импеллеров) от 3 до 5, охлаждение двигателя – газовое. Тем не менее, в отличие от конкурентов в GE предлагают решения для размещения трансформаторов и частотных регуляторов под водой в непосредственной близости от динамического обо-

рудования, что положительно влияет на надёжность и эффективность транспортировки электроэнергии. По состоянию на 2016 год подводная ДКС с компрессорами Blue-C успешно прошла проверку с использованием газа, добываемого с месторождения Ormen Lange в условиях, схожих с теми, которым он был бы подвержен на дне моря (рис. 5). В перспективе предполагалось установить его на том же

Framo Engineering, создавшей в 1987 году герметичный компрессорный агрегат CR100 мощностью 100 кВт. Дальнейшие работы над его усовершенствованием привели к созданию в 2000 году компрессора WGC 2000 предназначенного для компримирования влажного газа, который был испытан на полигоне K-Lab (Норвегия) на реальном влажном газе. В 2007 году был создан компрессорный



Рисунок 5. Испытательная ячейка месторождения Ormen Lange Pilot, Nyhamna, Норвегия

месторождении на глубине около 900 метров (EPC-контрактор – компания Aker Solutions).

Известен также подводный компрессор, имеющий существенные отличия от вышеописанных конструкций. Компрессор WGC 4000 (Wet Gas Compressor), в настоящее время производимый компанией One Subsea (США) [10], начал разрабатываться силами норвежской

агрегат WGC 4000 мощностью 5 МВт, в 2010 году начались его испытания вблизи г. Берген (испытательные площадки One Subsea и Framo в окрестностях населенных пунктов Fusa и Horsøy), Норвегия. В 2015 году 2 компрессора WGC 4000 были установлены на месторождении Gullfaks на расстоянии около 25 км от берегового терминала. Конструктивно компрессор WGC 4000 состоит из верти-

кально ориентированной многоступенчатой противоположно-вращающейся (contra-rotating) проточной части осевого типа, размещённой между двумя асинхронными электродвигателями (верхним и нижним). Такая конструкция позволяет транспортировать двухфазный поток (вплоть до 100% жидкости) без предварительной сепарации с давлением нагнетания до 30 бар. Предусмотрена жидкостная система охлаждения электродвигателей. В конце 2015 года в СМИ появились сообщения о возникших неисправностях на одном из этих компрессоров, связанных с утечкой

- Единый вал компрессора и электродвигателя без применения редуктора/мультипликатора.
- Частотное регулирование асинхронного электропривода.
- Применение активных электромагнитных подшипников в герметичном (капсулированном) исполнении как самих опорных узлов, так и системы управления магнитами, размещаемой также под водой.
- Тем не менее, различаются следующие технические решения:
- Вертикальное или горизонтальное



Рисунок 6. Компрессор WGC 4000, установленный на месторождении Gulfaks, Норвегия

охлаждающей жидкости [10].

Таким образом, у всех рассмотренных в статье образцов можно выделить конструктивно схожие элементы:

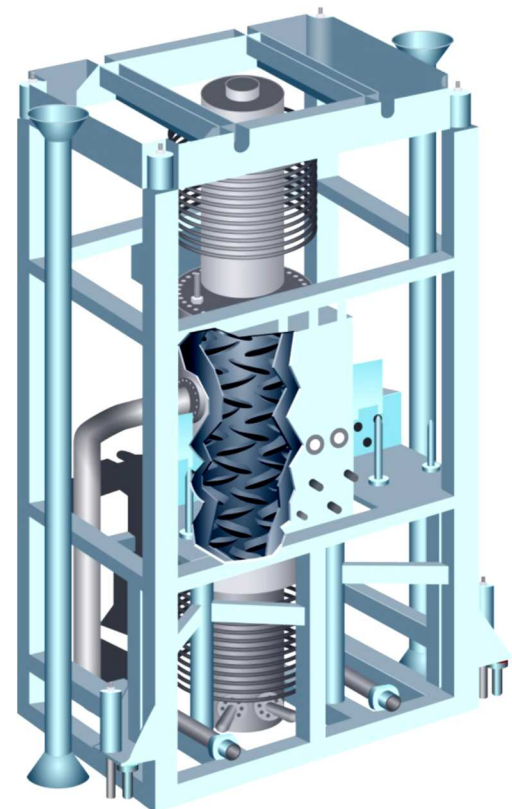


Рисунок 7. 3D-модель компрессора WGC 4000, ф. One Subsea

размещение привода (влияет на количество и мощность опор);

- Реализация системы охлаждения электродвигателя возможна как с помощью отфильтрованного процессного газа, так и с помощью от-

дельного гидравлического контура (влияет на наличие и конструкцию уплотнений);

- Применяемые ступени компрессоров центробежные, осевые или диагональные;
- Размещение систем энергообеспечения и частотного регулирования в непосредственной близости к компрессору на морском дне, либо на береговых или надводных сооружениях (в зависимости от удалённости объекта от суши);
- Необходимость либо отсутствие необходимости предварительной сепарации и отделения жидкой фракции.

В перспективе все рассмотренные производители обозначают тенденцию к существенному (примерно в 2 раза) уменьшению массо-габаритных показателей подводных дожимных компрессорных станций (ДКС) без снижения показателей надёжности. Достичь этого планируется за счёт создания компрессоров, способных компримировать/перекачивать многофазную среду, состоящую из газа, воды, конденсата и механических примесей в различных соотношениях. Такое решение позволит отказаться или уменьшить размеры подводного сепарационного оборудования, а также исключить из состава подводной ДКС мультифазные насосы и дополнительный трубопровод для откачки жидкой фракции, перенеся процесс разделения сред на поверхность. Также возможное направление развития технологий – применение активных теплообменных аппаратов взамен пассивных.

В российских профессиональных сообществах тематика подводных компрессорных станций обсуждается уже более 10 лет, однако уровень готовности технологии подводного компримирования в РФ пока не позволяет перейти к практической реализации. Коллективом ФГАОУ ВО СПбПУ рассматривалась также более традиционная блочно-модульная компоновка подводного ГПА, при которой в герметичном блоке, например из армированного бетона, расположены отдельные агрегаты ГПА: компрессор, электродвигатель и др. [11]

Российские производители центробежных компрессоров так же ставят перед собой задачу разработки подводных герметичных компрессорных установок. Например, ПАО «НПО «Искра» – один из ведущих российских разработчиков компрессорного оборудования – совместно с компанией S2M (Франция) занимается проработкой технических вопросов по созданию герметичных центробежных компрессоров с 2009г., в частности отрабатываются отдельные элементы технологии:

- система магнитного подвеса ротора (МП), работающая в компримируемой среде;
- соединение ротора компрессора и привода с помощью магнитной муфты.

В период с 2010 по 2011 гг. прорабатывалась возможность исключения одного патрона системы «сухих» газодинамических уплотнений (СГУ) из «классической» схемы конструкции центробежного компрессора мощностью 10 МВт (рис. 8) [12]. Подшипниковые узлы компрессора –

МП, система охлаждения которого осуществляется сжимаемым газом, прошедшим предварительную очистку. Компрессор капсулирован со стороны обслуживания и имеет концевое уплотнение только со стороны привода.

15% и уменьшению затрат на обслуживание СГУ;

- снижение потерь газа за счет наличия утечки после первой ступени СГУ только от одного патрона СГУ;

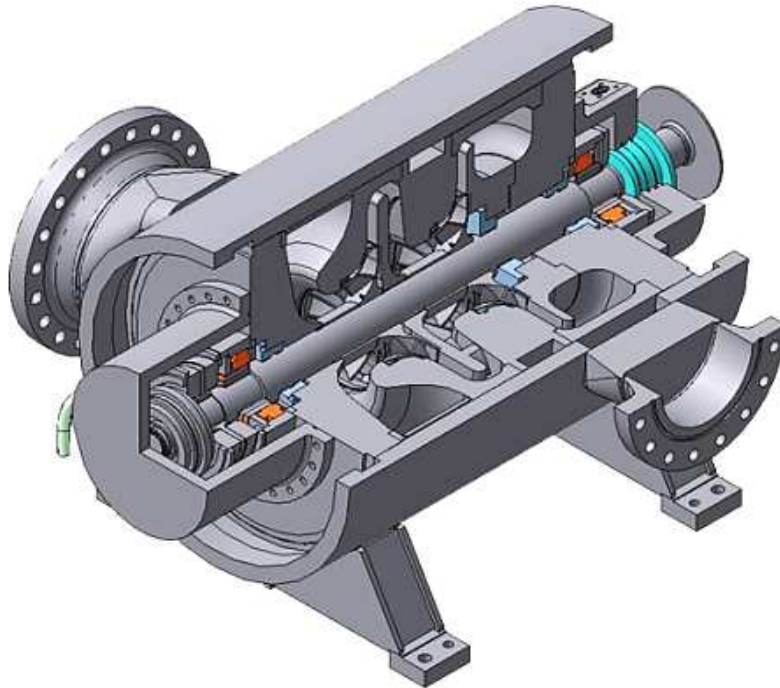


Рисунок 8. Центробежный компрессор мощностью 10 МВт, капсулированный со стороны обслуживания, проект ПАО «НПО «Искра»

Очевидными преимуществами такой схемы являются [12]:

- расчётное снижение объема воздуха в системах обеспечения агрегата в 10 раз за счет отсутствия системы охлаждения МП (охлаждение МП осуществляется сжимаемой средой после предварительной очистки);
- снижение сброса газа «на свечу» за счет отвода газа, применяемого для охлаждения МП, в проточную часть;
- отсутствие одного патрона СГУ приводит к расчётному повышению наработки на отказ компрессора на

- упрощение систем обеспечения компрессора за счет объединения систем подачи буферного (для патрона СГУ) и защитного (для охлаждения МП) газов.

Несмотря на приведенные преимущества, остается ряд нерешенных вопросов и выявленных недостатков, которые требуют отработки, в т.ч. герметичность разъемов, большие потери очищенного газа для охлаждения МП и др.

В 2015г. был выполнен аналогичный проект – разработан компрессор центробежный класса мощности 25 МВт (рис. 9) . Компрессор относится к

классу однокорпусных, двухсекционных компрессорных машин с расположением секций «спина к спине», режим работы секций – последовательный. Класс давлений 3 МПа (начальное давление первой секции – 0,8 МПа, второй секции – 1,6 МПа).

разце технические решения, влияющие, в том числе, на ресурс работы.

Стоит отметить, что внедрение инновационного для российского производителя оборудования такого уровня требует проведения ряда научно-исследовательских и опытно-

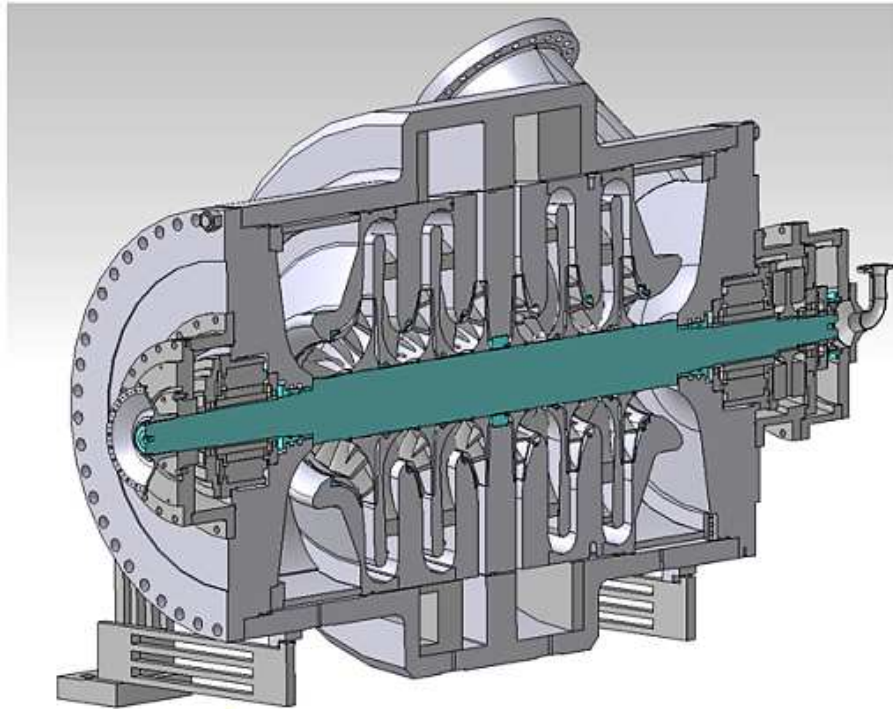


Рисунок 9. Центробежный компрессор мощностью 25 МВт, капсулированный со стороны обслуживания, проект ПАО «НПО «Искра»

В настоящее время ведется проработка герметичного компрессора мощностью 10 МВт с соединением с приводом с помощью магнитной муфты (частота вращения – 9000 об/мин).

Все вышеописанные работы по созданию герметичного компрессора и соответствующие отработки технических решений могут лечь в основу создания подводной герметичной компрессорной установки. Для создания компрессорной установки подводного компримирования необходимо разработать полностью герметичный компрессор, отработать на опытном об-

конструкторских работ для изготовления и опробования опытного образца.

Для реализации указанного проекта необходимо первоочередное решение следующих задач:

- выбор материалов и комплектующих, обеспечивающих работу в агрессивной среде и не создающих экологическую угрозу окружающей среде;

- исключение импортозависимости в части МП иностранного производства, - в настоящее время отсутствует отечественный магнитный под-

вес, способный работать в компримруемой среде;

– создание испытательных стендов, оснащенных системами, позволяющими имитировать удаленное управление оборудованием и среду эксплуатации компрессорной установки;

– создание отечественных страховочных подшипников повышенной надежности;

– и многие другие вопросы, требующие каждый в отдельности проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Обобщая тот путь, который прошли инженеры ведущих иностранных компаний можно отметить ожидаемые закономерности:

1) Путь от первого прототипа до коммерческого применения в условиях подводной ДКС занял от 15 до 25 лет.

2) Основное внимание при разработке компрессорных станций для подводного применения уделяется обеспечению длительного срока автономной работы и обеспечению показателей надежности работы.

3) Отработка основных технических и технологических решений на демонстраторах технологий малой мощности, причём с увеличением мощности установок увеличивалось и время квалификационных испытаний.

4) Параллельная адаптация к условиям длительной непрерывной работы на морском дне смежных направлений (в первую очередь микроэлектроники и электротехники), в т.ч. систем автоматического управле-

ния компрессором, включая частотное регулирование электропривода, систему управления магнитным подвесом, систему антипомпажного регулирования и защиты.

5) Тесно налаженная кооперация между компаниями-операторами месторождений (Statoil, Shell), EPC-подрядчиками, специализирующимися на подводных добычных комплексах (Aker Solutions, TechnipFMC) и производителями компрессоров (MAN, Siemens, GE) позволила обеспечить комплексный подход к проектированию подводных ДКС, включая системы энергоснабжения, управления и диагностики, фильтрации и сепарации, охлаждения, отведения жидкой фазы, дистанционно-управляемой запорной арматуры, контрольно-измерительных приборов, систем для проведения ТОиР и противотравной защиты.

6) Многоэтапное подтверждение заявленных показателей надёжности (например наработка до отказа (TTF - time to failure) – не менее 5 лет) в течение длительных испытаний, организуемых как в условиях наземных месторождений, так и в условиях прибрежных испытательных полигонов, оснащённых резервуарами (бассейнами) с морской водой, замкнутым рециркуляционным контуром и, зачастую, обеспеченных реальным неподготовленным природным газом с месторождений Северного моря.

7) Наличие у операторов месторождений сети полигонов и испытательных центров, позволяющих не только моделировать суровые условия эксплуатации компрессорного оборудования в составе подводных добычных комплексов, но и осуществлять

опытно-промышленную эксплуатацию в коммерческом режиме с получением экономического эффекта от увеличения дебета на истощённых месторождениях.

Литература:

1. В чем особенности морской добычи [Электронный ресурс] информаторий ПАО «Газпром»: офиц. сайт – Режим доступа: <http://www.gazprominfo.ru/articles/sea-production> (20.04.2018).

2. Истощение газовой залежи [Электронный ресурс] // Горная энциклопедия онлайн [сайт] – Режим доступа: <http://www.mining-enc.ru/i/istoschenie-gazovoj-zalezhi/> (20.04.2018).

3. Terry Knott. Putting pressure on the seabed // Offshore Engineer – April 2012. – с.37-41.

4. MOPICO® Компрессорная установка для магистральных газопроводов [Электронный ресурс] : офиц. информ. брошюра / Режим доступа: <https://russia.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider32/default-document-library/110-mopico-ru.pdf> (20.04.2018)

5. HOFIM™ Герметичные компрессорные установки с высокооборотным двигателем [Электронный ресурс] : офиц. информ. брошюра / Режим доступа: <https://russia.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider32/default-document-library/111-hofim-ru.pdf> (20.04.2018)

6. MAN Diesel & Turbo wins Global Energy Award 2017 [Электронный ресурс] MAN Turbomachinery [сайт] Режим доступа: <https://turbomachinery.mandieselturbo.com/news/platts-global-energy-awards> (20.04.2018)

7. Дурьманов В.В. На суше и под водой: капсулированный компрессорный агрегат STC-ECO компании SIEMENS / Дурьманов В.В., Леонтьев С.А., Седов В.В. // Турбины и дизели. – Март-апрель 2010. – с.10-15.

8. Blue-CTM Subsea Compressor A reliable, cost-effective alternative to traditional offshore platforms [Электронный ресурс]: офиц. информ. брошюра/ Режим доступа: [https://www.geoilandgas.com/subsea-offshore/subsea-power-processing/blue-ctm-subsea-compressor_\(20.04.2018\)](https://www.geoilandgas.com/subsea-offshore/subsea-power-processing/blue-ctm-subsea-compressor_(20.04.2018))

9. Installing Innovation - OneSubsea Completes Multiphase Compressor Installation at Gullfaks Field // Scandinavian Oil & Gas – Sept/Oct 2015

10. Statoil investigates chemical leak from Gullfaks [Электронный ресурс] : Subseaworldnews [сайт] – 2015 – Режим доступа: [Subseaworldnews.com/2015/12/29/statoil-investigates-chemical-leak-from-gullfaks-subsea-compressor](http://subseaworldnews.com/2015/12/29/statoil-investigates-chemical-leak-from-gullfaks-subsea-compressor) (23.04.2018)

11. Кожухов Ю.В. Проект электроприводного газоперекачивающего агрегата с центробежным компрессором подводного исполнения мощностью 16 МВт для Штокмановского газоконденсатного месторождения/ Кожухов Ю.В., Забелин Н.А., Лебедев А.А. // Газовая промышленность. – 2016 – №7-8 (740-741) изд. Камелот Пабблишинг – с.78-84.

12. Касьянов С.В. Доклад на совещании координационного межотраслевого совета (КМС) по рассмотрению основных технических решений газоперекачивающих агрегатов серии «Урал» в блочно-модульном исполнении. 14 октября 2011 г. г.Пермь.

ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ НАДЕЖНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОБСЛУЖИ- ВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

*Hitoshi Shinohara, Hirokazu Kawashima, Ma-
sayuki Soneda (Mitsubishi Heavy Industries
Compressor Corporation, Япония)*

С увеличением производительности предприятий увеличиваются требования по долгосрочной и надежной эксплуатации. Для эффективной и долгосрочной эксплуатации важно иметь взаимосвязь между конечным пользователем, проектировщиком цеха и поставщиком установки. Кроме того, происходит постоянное развитие в области проектирования, производства, технического обслуживания и т. д. В настоящем документе описываются меры для повышения надежности при длительной непрерывной работе, а также важность деятельности по техническому обслуживанию

1. Введение

При увеличении производительности увеличивается спрос на долгосрочную надежную работу. С этим связано постоянное развитие и совершенствование в области проектирования, производства, технического обслуживания и т. д. Ключевыми действиями для долгосрочной эксплуатации оборудования являются «Меры предосторожности» и «Планово-предупредительное обслуживание». В этой статье описываются действия по повышению надежности оборудования для долгосрочной непрерывной работы, а также упоминается важность обслуживания, основанная на опыте Mitsubishi Heavy Industries Compressor Corporation (MCO).

2. Меры предотвращения



Рисунок 1. Цикл создания мер предотвращения

Иногда в работе компрессорного оборудования случаются проблемы, в результате чего приостанавливается производство. Это может случиться в результате непредвиденной ситуации, поэтому для обеспечения долговременной непрерывной работы необходимы меры для повышения надежности. Эти меры, в данном случае мера предотвращения, определяются в ходе цикла исследования, разработки и проверки, как показано на рисунке 1.

В качестве наглядного примера ниже рассмотрены проблемы загрязнения, коррозии и растрескивания, эрозии, повреждения подшипника. Каждая проблема и превентивные меры по ее предотвращению описаны ниже.

2.1. Проблемы с загрязнением

Проблемы с загрязнением происходят при накоплении технологического газа внутри корпуса компрессора и / или в результате попадания инородных материалов, как показано на рисунке 2. Если проблема с загрязнением усугубляется, то непрерывная работа установки останавливается в результате следующих факторов.

(i) Возникновение высокой амплитуды вибрации в результате измене-

ния дисбаланса, связанного с загрязнением.

(ii) Износ / истирание из-за загрязнения в зазорах.

(iii) Ухудшение рабочих характеристик из-за уменьшения площади потока и шероховатости.

В качестве меры предотвращения загрязнения может быть применено специальное покрытие от нарастаний. Покрытие минимизирует загрязнения на внутренней поверхности компрессора, как показано на рисунке-3. Также, в качестве другой меры могут использоваться технологии впрыскива-

чтобы сократить образование загрязняющих веществ за счет снижения температуры технологического газа, влияющую на испарения воды. Впрыск промывочного масла производится в проточную часть компрессора, смывая загрязнения, для восстановления состояния поверхности.

2.2. Коррозия и образование трещин

Коррозия и явление растрескивания появляются в результате неправильного подбора материала и / или неисправности технологического процесса (например, процесса подготовки газа), как показано на рисунке 4. В данном



Рисунок 2. Пример загрязнения

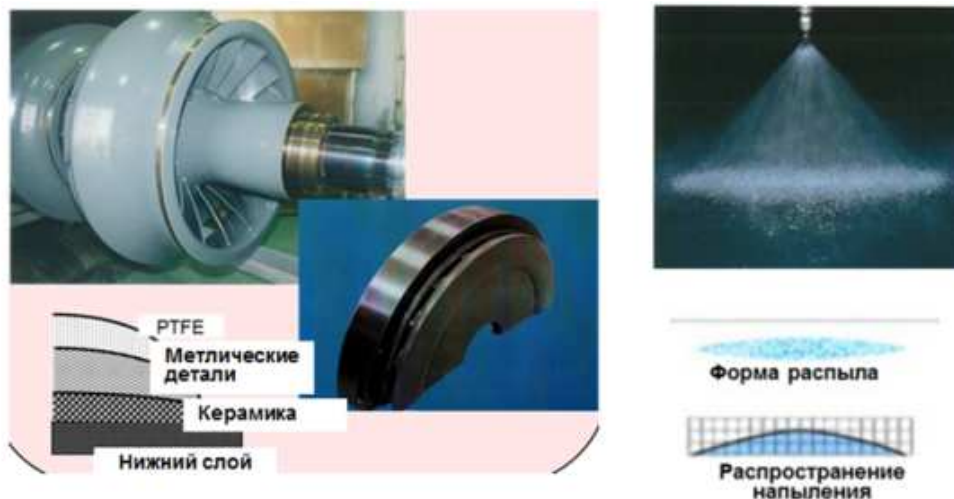


Рисунок 3. Противообрастающее покрытие и впрыскивание

ния воды и впрыскивания промывочного масла. Впрыск воды производится в проточную часть компрессора,

случае, содержание серы и хлора превышало значение, указанное в техническом задании на проектирование.

В качестве превентивных мер, выбор материала против коррозии и растрескивания должен выполняться в соответствии с фактическими условиями эксплуатации и стандартами API и NACE.

Для предотвращения коррозии МСО применяет рабочие колеса, изготовленные из аустенитно-ферритной стали, как показано на рисунке 5, область применения которых четко определена различными испытаниями.

Данное применение способствует ра-

верхней стороны компрессора в качестве водяных капель в паре, а иногда поступает со впрыска из-за неправильной эксплуатации.

Разумеется, в качестве меры предотвращения эрозии необходим не только надлежащий контроль технологического процесса, но и применение анти-эрозионного покрытия, предельно уменьшающего эрозию.

МСО провела несколько анти-эрозионных испытаний, используя различные материалы и покрытия. В

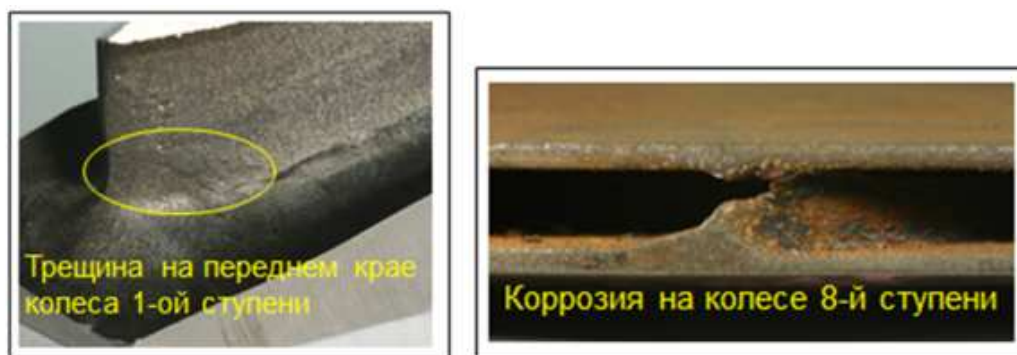


Рисунок 4. Примеры коррозии, растрескивания

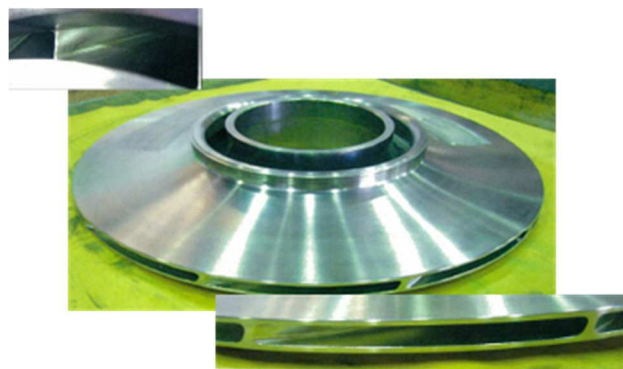


Рисунок 5. Колесо из аустенитно-ферритной стали

боте компрессора в условиях сильной коррозии.

2.3. Эрозия

Эрозия появляется в результате наличия чрезмерного количества жидкости в технологическом газе, как показано на Рис.6. Иногда жидкость поступает с

результате было установлено, что высокоскоростное газопламенное напыление (покрытие HVOF) обладает высокой устойчивостью к эрозии, как показано на рисунке 7.

Данное покрытие имеет высокую износостойкость и может быть также применено для ремонта участка ротора под подшипники.

2.4. Повреждение подшипника

В связи с увеличением производительности предприятий, увеличивается размер компрессорного оборудования, а так же размеры сосудов под давлением. В соответствии с требованием более длительного срока эксплуатации, в смазочное масло добавляется антиокислительная присадка с целью достижения устойчивости к окис-



Рисунок 6. Пример эрозии

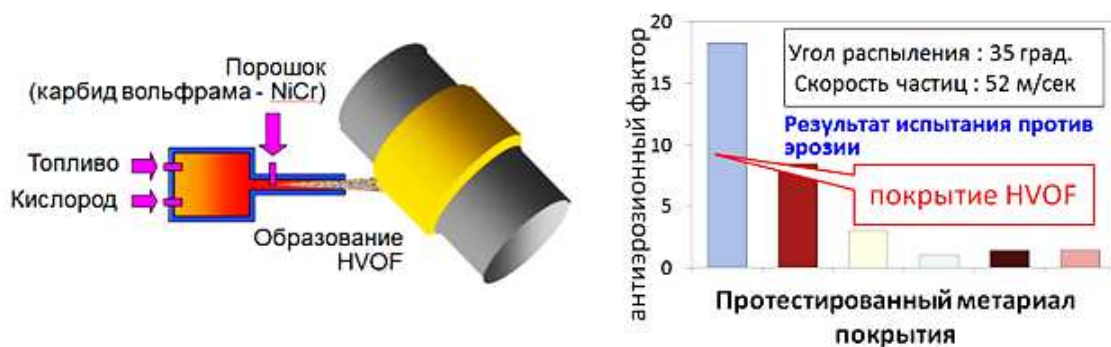


Рисунок 7. HVOF покрытие

лению. Предел испытания на окисляемость вращающейся емкости под давлением (RPVOT) определен как не менее 25% от оригинала, указанного в ASTM D2272.

С другой стороны, повреждение подшипника иногда связано с образованием осадка в смазочном масле, как показано на рисунке 8. При образовании осадка увеличивается температура корпуса подшипника, далее происходит ускорение образования осадка, что ведет к повреждению подшипника, как показано на рисунке 9. В качестве мер предотвращения от повреждений подшипника рекомендуется выбрать

смазочное масло, в котором не происходит процесс образования осадка. Ранее государственные институты не указывали требования по ограничению содержания осадка, но МСО провели исследования в области зависимости образования осадка от RPVOT, используя метод DRY-TOST (TOST, испытание на стойкость к окислению турбинного масла ASTM D943). С помощью данного метода может быть определена стабильность образования осадка, поэтому далее данный параметр стал учитываться производителями смазочных масел. Результат испытания показан на рисунке 10. Реко-

мендуется выбирать масло с параметрами ниже 100 мг / кг при условии 25% RPVOT.

В качестве еще одной меры для улучшения охлаждающей способности подшипника проводится замена основного материала, который исполь-

установки, требуется периодическое обслуживание, даже если не наблюдается никаких отклонений. Оптимальный / подходящий интервал обслуживания определяется пользователем с учетом срока эксплуатации оборудования.

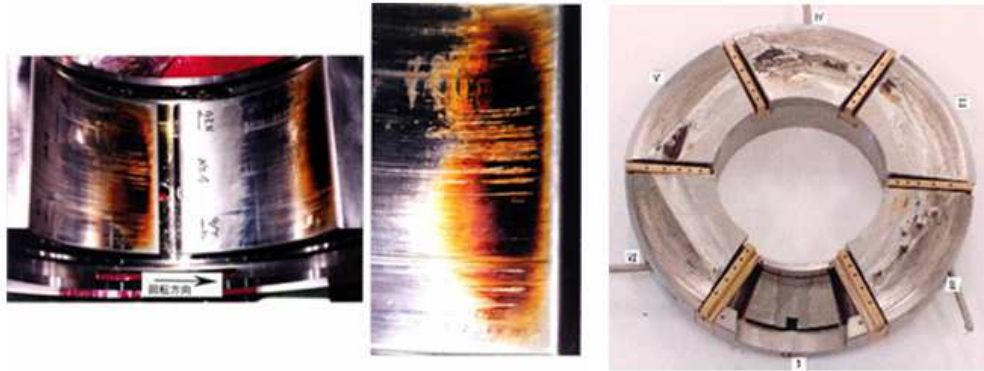


Рисунок 8. Примеры повреждения подшипника



Рисунок 9. Процесс повреждения подшипника из-за образования осадка

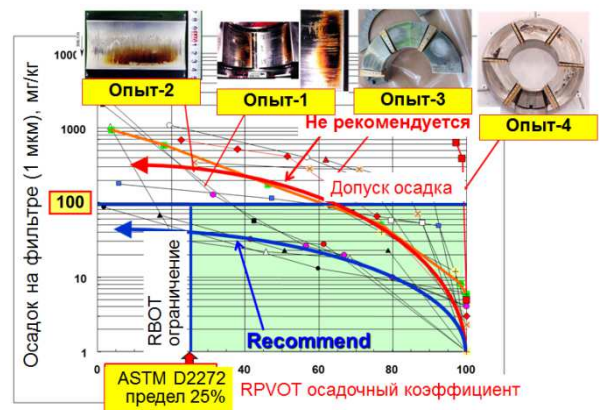


Рисунок 10. Результаты испытания DRY-TOST

зуется для снижения температуры подшипника, а также уменьшения вероятности его повреждения.

3. Планово-предупредительные работы

Для стабильной и непрерывной долгосрочной эксплуатации также важны работы по техническому обслуживанию, а не только улучшение механической конструкции. Чтобы обнаружить признаки нестандартного состояния на ранней стадии и предотвратить незапланированный останов

3.1. Регламентированное техническое обслуживание

Регламентированное техническое обслуживание - это обслуживание в режиме реального времени в процессе работы оборудования, например, контроль рабочего состояния с помощью приборов КИП и визуальная проверка установки. А также замена расходных материалов и устранение мелких проблем (например, утечек масла). Все результаты должны быть запротоко-

лированы, и могут применяться при следующем ремонте.

Ключевым фактором регламентированного технического обслуживания является обнаружение незначительных признаков ненормального / необычного состояния на ранней стадии, с целью предотвращения серьезных проблем.

(i) Изучая первопричину и принимая контрмеры, до возникновения серьезных проблем, можно избежать незапланированного останова.

(ii) Оптимизируя рабочее состояние, можно обеспечить безопасность и эффективную работу оборудования.

(iii) Предварительное изучение контрмер и / или подготовка запасных частей может значительно сократить период останова.

Поэтому недостаточно проверять только рабочее состояние, отклонения от заданных значений. Необходимо также проверить рабочее состояние, сравнив все связанные параметры, проверить как краткосрочные и долгосрочные. Кроме того, сравнение с нормальной эксплуатацией в прошлом полезно для оценки текущего рабочего состояния.

3.2. Мелкий/Основной ремонт

Мелкое техническое обслуживание является капитальным ремонтом для определенных компонентов, таких как торцевые уплотнения подшипников и вала. Требуется краткосрочный останов, который обычно выполняется через каждые несколько лет.

Основное техническое обслуживание - капитальный ремонт всех компонентов. Требуется долгосрочный останов

и выполняется один раз после нескольких мелких ремонтов

Чтобы эффективно выполнять мелкое / основное техническое обслуживание, техническое обслуживание и интервал обслуживания должны быть заранее полностью изучены, учитывая следующие пункты.

(i) Результаты текущего обслуживания

(ii) Результаты прошлого обслуживания

(iii) Наличие запасных частей

Кроме того, для подтверждения отсутствия дефектов, требуется предварительная проверка наличия запасных частей. Таким образом, планирование работы по техническому обслуживанию необходимо начать за нескольких месяцев до фактических ремонтных работ.

3.3. Обучение и повышение квалификации работников

По мере технического усовершенствования увеличивается надежность механических узлов оборудования, совершенствуется система автоматизации, а также увеличивается интервал обслуживания. Между тем, работникам завода может не хватать опыта в обслуживании, работе в нестандартных условиях и выявлении и устранении неисправностей. Для надежной и непрерывной эксплуатации оборудования также важны обучение и повышение квалификации работников. Предполагается, что работники будут корректно проводить регулярное техническое обслуживание и мелкий / основной ремонт, а также принимать правильные решения в чрезвычайных ситуациях. Однако квалифицировать рабочих только на основе «базовой

профессиональной подготовки» весьма проблематично.

Технический консультант (ТФА) производителя оборудования и Учебный центр дополняют знания работников в области безопасности и эффективности. Технический консультант производителя оборудования выполняет шефнадзор мелкого / основного ремонта на площадке, а также дает полезные советы. Он способствует поддержанию качества ремонта как с точки зрения механической части, так и с точки зрения соблюдения графика.



Рисунок 11. Учебный центр МСО

Также технический консультант будет полезен для обучения работников на площадке.

Кроме того, МСО имеет Учебный центр для работников.

В учебном центре МСО рабочие завода могут прослушать технические лекции, испытать тренажер по обслуживанию установки и получить практическое обучение. Полученные знания и навыки будут полезны для работы на фактической площадке.

4. Заключение

При повышении производительности предприятий увеличиваются требования по долговременной и надежной эксплуатации оборудования. Основными мерами для соблюдения данных требований являются меры предотвращения и планово-

предупредительные работы. Затем внедряются некоторые технологии для повышения надежности с целью долгосрочной непрерывной работы оборудования, а также учитывается важность качественного обслуживания. Для эффективной и долговременной эксплуатации важно иметь взаимопонимание между пользователем, конструктором и поставщиком установки.

НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ ГРУППЫ ГМС, КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОВ

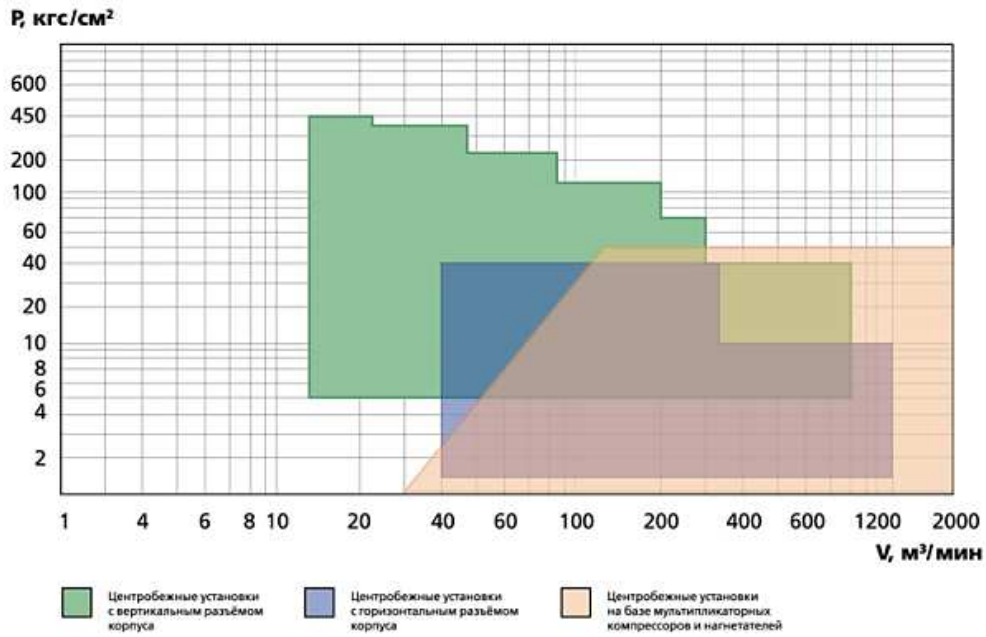
Е.Р. Ибрагимов, А.М. Ахметзянов, Е.А. Новиков (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС) г. Казань, Россия)

Современные требования энергоэффективности и надёжности компрессорного оборудования стимулируют разработчиков и изготовителей инвестировать значительные ресурсы в НИОКР, обновление станочного парка и человеческий капитал. Широкий спектр задач, возникающих в процессе создания современного высокоэффективного компрессорного оборудования способен решить лишь ограниченный ряд отечественных и зарубежных компаний. На российском рынке одним из лидеров в области разработки, изготовления и сервисного обслуживания компрессорного оборудования для газовой, нефтяной, химической промышленности является динамично развивающийся многопрофильный машиностроительный холдинг – Группа ГМС. Бизнес-единица «ГМС Компрессоры» включает проверенный временем тандем науки и производства: АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» (АО НТК) и ОАО «Казанькомпрессормаш»

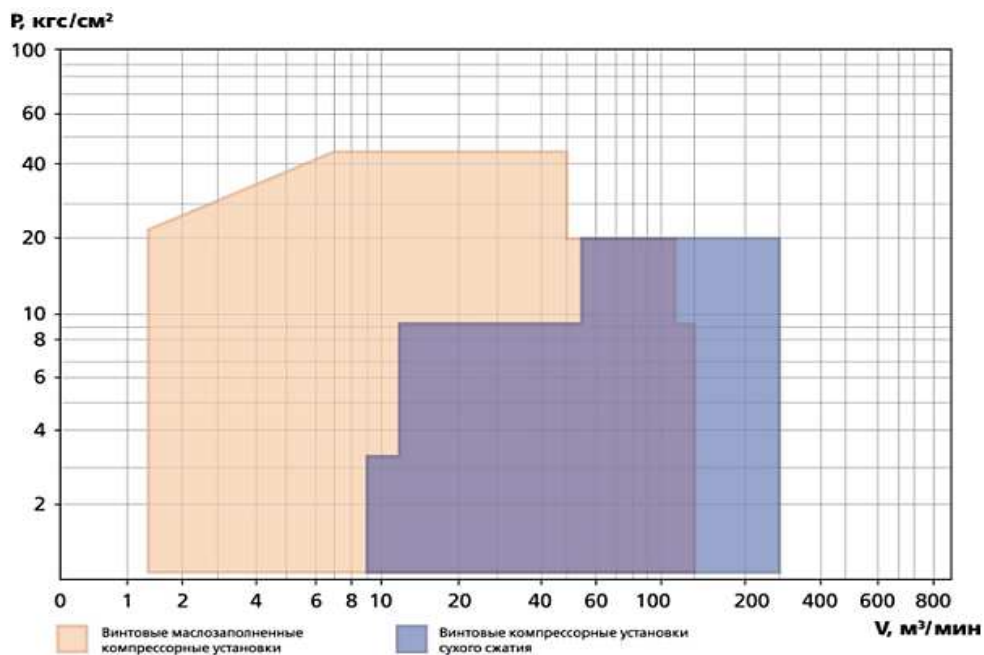
(ОАО ККМ). Собственные разработки позволяют предложить отдельные агрегаты, а также комплексные решения на основе центробежных и винтовых компрессоров для широкого поля технологических параметров и газов. К настоящему времени разработан, изготовлен и успешно эксплуатируется ряд центробежных компрессоров до

давления 450 кг/см² и производительностью до 2000 м³/мин (по условиям всасывания), ряд винтовых компрессоров до давления 45 кг/см² и производительностью 300 м³/мин (по условиям всасывания), (рис.1).

Непрерывное совершенствование проточной части центробежных компрессоров за счёт повышения газодинами-



а – характеристики центробежных компрессорных агрегатов



б – характеристики винтовых компрессорных агрегатов

Рисунок 1. Поля характеристик центробежных (а) и винтовых (б) компрессорных установок

ческих характеристик и динамической стабильности ротора позволяет разрабатывать прогрессивные технические решения, удовлетворяющие высоким требованиям в области транспортировки и переработки попутного нефтяного газа. Примером успешного технического решения является центробежный компрессор марки 53ГЦ2-188/10-97 УХЛ 3.1, разработанный и изготовленный для дожимной компрессорной станции Юрхаровского месторождения компании ПАО «НОВАТЭК». Компрессор обеспечивает производительность 2,822 млн. нм³/сут. и конечное давление 8,7 МПа, разработан АО НТК. Компрессор 53ГЦ2-188/10-97 УХЛ 3.1 (рис. 2) состоит из двух параллельно расположенных корпусов сжатия [1] низкого (КНД) и высокого (КВД) давления, которые приводятся во вращение трёхвальным мультипликатором с горизонтальным расположением валов

(тихоходным и двух быстроходных). Два корпуса сжатия и мультипликатор смонтированы на общей раме и представляют функционально завершённый блок в максимальной заводской готовности.

Благодаря параллельному расположению корпусов сжатия, компрессор обладает рядом преимуществ перед одновальными схемой с последовательным расположением корпусов сжатия [2], что позволяет:

- уменьшить массогабаритные размеры и минимизировать затраты на укрытие;
- повысить КПД, за счёт обеспечения оптимальной скорости вращения роторов КНД и КВД;
- улучшить вибрационные характеристики, за счёт исключения взаимного влияния роторов КНД и КВД;
- обеспечить удобство обслуживания



Рисунок 2. Компрессор 53ГЦ2-188/10-97 УХЛ 3.1

при монтаже-демонтаже про-точной части корпусов сжатия типа «бар-рель».

Конструкция компрессора позволяет проводить глубокую модернизацию и, при необходимости, увеличивать диапазон производительности и давления, посредством использования сменных проточных частей, зубчатой пары мультипликатора, а также применения двухсекционных корпусов сжатия с

дукции ОАО ККМ позволяет приме-нять компрессоры в самых ответ-ственных производственных объектах. Примером доверия космической про-мышленности к продукции Группы ГМС является компрессор марки АЭРОКОМ АА-250/16 УХЛ4, предна-значенный для работы в системе тер-мостатирования космического ракет-ного комплекса «Ангара» на космо-дроме «Плесецк». Компрессор обес-



Рисунок 3. Компрессор марки АЭРОКОМ АА-250/16 УХЛ4

промежуточным охлаждением.

В 2017 году завершены приёмо-сдаточные испытания компрессора 53ГЦ2-188/10-97 УХЛ 3.1, который в настоящее время успешно эксплуатируется в ПАО «НОВАТЭК»

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» является единственным в России разработчиком многовальных центробежных компрессоров (МЦК). Высокое качество изготовления про-

печивает производительность 250 нм³/мин и компримирование воздуха до конечного давления 1,6 МПа.

Корпус компрессора (рис. 3) выполнен по трёхвальной схеме. Ведущее зубчатое колесо установлено в горизонтальной плоскости по разъёму мультипликатора. Два быстроходных ротора размещены в вертикальной плоскости относительно ведущего зубчатого колеса. На быстроходных роторах

консольно установлены четыре рабочих колеса.

Высокая эффективность АЭРОКОМ АА-250/16 УХЛ4 обеспечивается:

- высоким КПД каждой ступени, который достигается оптимальной скоростью вращения каждого рабочего колеса;
- применением высоконапорных рабочих колёс полуоткрытого типа, что позволяет уменьшить количество ступеней и уменьшить массогабаритные показатели компрессора;
- конструкцией входных аппаратов, которые обеспечивают безударный осевой вход газа в каждое рабочее колесо, тем самым повышая эффективность процесса сжатия.

Конструкция компрессора позволяет повысить эффективность работы за счет установки направляющего аппарата.

Благодаря блочной конструкции, компрессор АЭРОКОМ АА-250/16 УХЛ4 имеет невысокие габаритные размеры, что существенно снижает затраты на сооружение фундамента и монтажные работы.

В конструкции компрессора реализован ряд технических решений разработанных в АО НТК и защищенных патентами РФ [3, 4, 5].

В 2014 году три компрессора марки АЭРОКОМ АА-250/16 УХЛ4 введены в эксплуатацию на космодроме «Плесецк».

В рамках выполнения программы импортозамещения в АО НТК разработана и ОАО ККМ изготовлена полнокомплектная модульная компрессорная установка (МКУ) для ООО «Газ-

пром добыча Ямбург», которая введена в опытно-промышленную эксплуатацию в октябре 2017 года. МКУ марки ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 разработана на базе винтового маслозаполненного компрессора 8ГВ и предназначена для повышения давления неподготовленного природного газа, поступающего с куста № 611, состоящего из 7 газовых скважин сборной сети Ямбургского нефтегазоконденсатного месторождения. На номинальном режиме МКУ обеспечивает производительность 78 нм³/ч и компримирование газа от 0,18 до 0,55 МПа [6]. МКУ работает в автономном режиме эксплуатации, соответствуя концепции «безлюдных технологий».

МКУ состоит из двух транспортных блоков: компрессорного (БКА) и сепарации (БС). Блок компрессорного агрегата состоит из двух отсеков: отсек компрессорного агрегата и отсек электрооборудования и системы автоматизации. Блок сепарации состоит из трёх отсеков: отсек сепарационного оборудования; отсек высоковольтного оборудования, включая «сухой» трансформатор и устройство безударного пуска; отсек дизель-электрической станции. АВОМ (АТ 301), АВОГ (АТ 101) и дренажная ёмкость (ЕД 401) установлены на отдельных площадках. На рис. 4 представлена модель, а на рис. 5 - МКУ марки ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 на технологическом объекте.

Конструкция МКУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 позволяет перевозить каждый блок без разборки контейнера на одном транспортном средстве, отвечая требованиям мобильности и возможности оперативного перемещения ус-

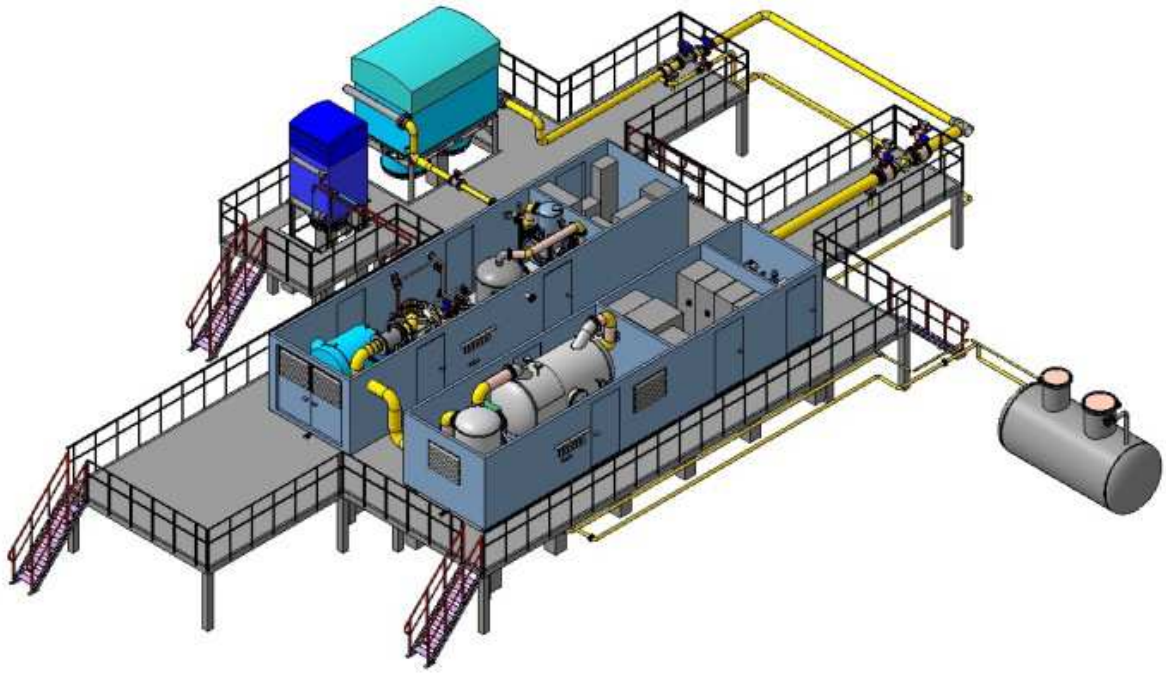


Рисунок 4. Трёхмерная модель МКУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1



Рисунок 5. МКУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 на объекте ПАО «Газпром»

тановки в любое место производственного объекта. Благодаря полной заводской готовности и комплектности, монтаж установки осуществляется в минимально короткие сроки.

Опыт компании в области создания центробежных компрессоров с параллельным расположением корпусов сжатия, мультипликаторных центробежных компрессоров, комплексных

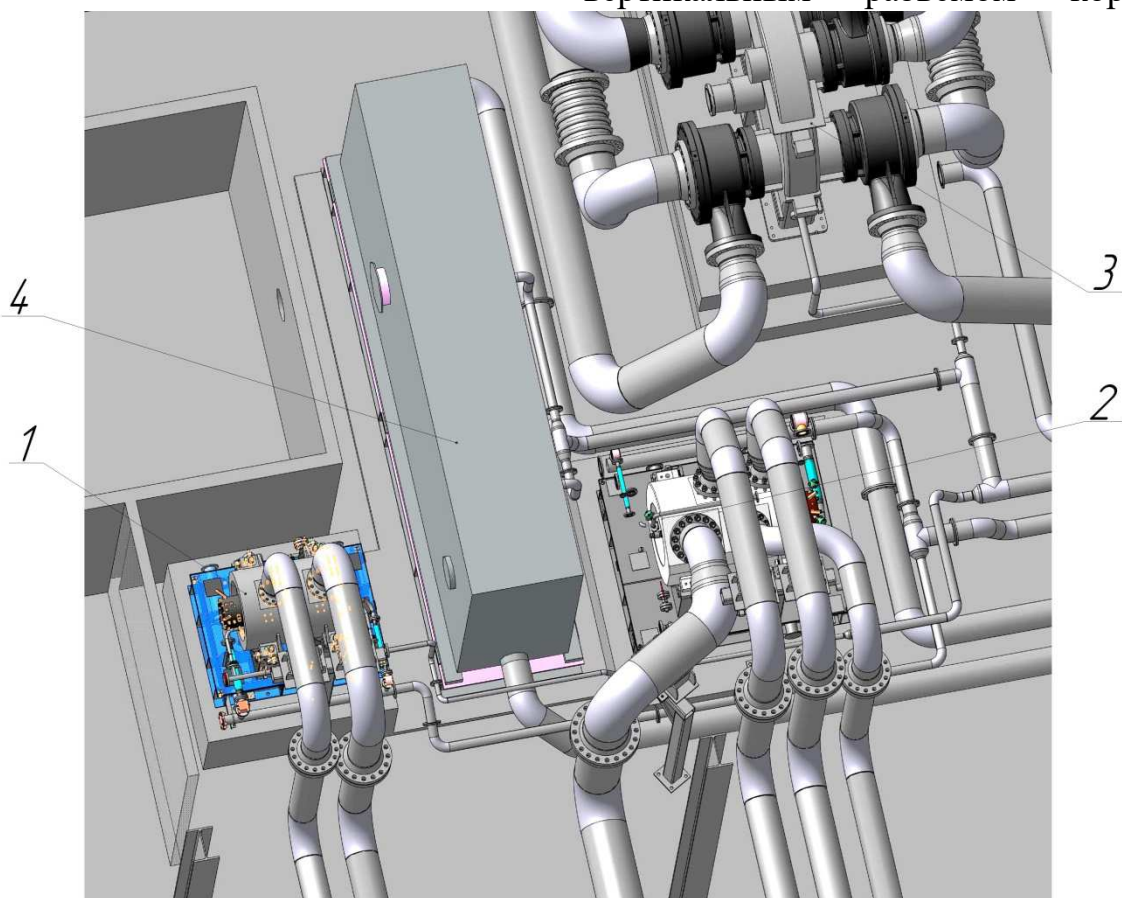
решений, определил выбор Группы ГМС в качестве разработчика и поставщика уникального компрессора для проекта сжижения природного газа (СПГ) «Арктический каскад» реализуемого ПАО «НОВАТЭК» в Ямальском районе Тюменской области (п. Сабетта).

Главный газоперекачивающий агрегат смешанного хладагента Компрессорный агрегат (КА) марки СПГ-25 среднетоннажной установки сжиженного природного газа «Арктический каскад» (ПАО «Новатэк») (2ГЦ2/4ГЦ2/ГЦМ3) ГТУ включает в себя три центробежных компрессора с семью корпусами сжатия с приводом от газотурбинного двигателя отечественного производства мощностью

25 МВт, мультипликатор с тремя выходными валами, аппараты воздушного охлаждения газа, системы смазки и уплотнений, системы автоматического управления и электроснабжения.

Мультипликатор размещается на общей раме с компрессорами 2ГЦ2-40/69-104 ГТУ, 4ГЦ2-126/33-109 ГТУ, ГЦМ3-171/1,13-44 ГТУ (рис. 6).

Компрессор для сжатия сырьевого газа представляет собой односекционный пятиступенчатый центробежный компрессор марки 2ГЦ2-40/69-104 ГТУ с вертикальным разъемом корпуса. Компрессор для сжатия азота представляет собой двухсекционный четырехступенчатый центробежный компрессор марки 4ГЦ2-126/33-109 ГТУ с вертикальным разъемом корпуса.



1- компрессор сырьевого газа, 2- компрессор азота, 3 - компрессора этана,
4 – мультипликатор

Рисунок 6. Трехмерная модель КА марки СПГ-25 (2ГЦ2/4ГЦ2/ГЦМ3) ГТУ

Компрессор для сжатия этана представляет собой мультипликаторный центробежный компрессор марки ГЦМЗ-171/1,13-44 ГТУ с пятью ступенями сжатия.

Разработанная кинематическая схема компрессорного агрегата позволяет сократить количество технологического оборудования необходимого для процесса компримирования, что существенно повышает рентабельность установки в процессе эксплуатации.

Научный и конструкторский потенциал, современная производственная база, финансовые возможности позволяют Группе ГМС в настоящее время создавать прогрессивные компрессоры для сжатия различных технологических газов и обеспечить нефтегазовые компании совершенными компрессорами в будущем.

Партнёрами и Заказчиками компрессорного оборудования Группы ГМС являются крупнейшие газовые и нефтяные компании: ПАО «Газпром», ПАО «Газпром нефть», ПАО «НОВАТЭК», ПАО «Сибур», ПАО «НК «Роснефть», ПАО «Лукойл», ПАО «Татнефть» и др.

Литература:

1.Центробежный многоступенчатый компрессорный агрегат // Заявка на патент РФ №2017133818, заявл. 28.09.2017.

2.Васин, О.Е. / Разработка и освоение нового поколения высокоэффективных компрессорных агрегатов с двухпоточным мультипликатором / О.Е. Васин, В.Д. Родионов, А.М. Мусеев, О.Л. Кузьмин, И.А. Хайруллин // Труды XVII Международной научно-технической

конференции по компрессорной технике. – Казань: АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», изд-во «Слово», 2017. – С. 158 – 163.

3.Центробежный компрессор: пат. 2109172 Рос. Федерация. № 95112394106; заявл. 19.07.1995, опубл. 20.04.1998, Бюл.№11, 6 с.

4.Ротор центробежного компрессора: пат. 2174624 Рос. Федерация. № 2000111299106; заявл. 06.05.2000, опубл. 10.10.2001, Бюл. № 28, 4с.

5.Мультипликаторный центробежный компрессор: пат. 2209348 Рос. Федерация. № 20001127899106; заявл. 12.10.2001, опубл. 27.07.2003, Бюл. №21, 16 с.

6.Паранин, Ю.А. Создание винтовой модульной компрессорной установки ТАКАТ для применения в системах компримирования на маломощных скважинах ПАО «Газпром» / Ю.А. Паранин, Ш.Ш. Биктимеров, В.Н. Налимов, Л.Б. Минязев, А.И. Сидоров, А.Н. Ефимов // Компрессорная техника и пневматика. – 2017. - №6. – С. 28 – 32.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ГАЗОДИНАМИКА КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ И СКОРОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В.В. Неверов, А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков
(ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ» Санкт-Петербург, Россия)

Вычислительная газодинамика (Computational Fluid Dynamics) – технология компьютерного моделирования,

является совокупностью физических, математических и численных методов и предназначена для моделирования течения жидкостей и газов, процессов массо- и теплообмена. Позволяет смоделировать и оценить характеристики отдельных компонентов и всей конструкции целиком, избегая необходимости производства реальных образцов и проведения натурального эксперимента. Метод основан на решении систем уравнений неразрывности, сохранения импульса, энергии и уравнения состояния.

Большое распространение данный метод получил при решении задач течения газа в различных устройствах и механизмах, обтекания газовыми потоками различных тел, например, автомобилей, профилей лопаток, круговых лопаточных решеток. Закономерным укрупнением задачи последнего случая является моделирование течения в ступени компрессора, насоса, вентилятора или турбины динамического действия, и, как следствие, расчета полной многоступенчатой машины. Гораздо меньшее распространение получило моделирование машин объемного действия – винтовые, поршневые и т.д. по причине неостребованности численных методов для расчета потерь в подобных машинах, а также сложностей, связанных с деформированием сетки в процессе расчета. Напротив, в турбомашинах основные потери связаны с совершенством проточной части, и вычислительная газодинамика предоставляет возможности для оценки потерь, расчета параметров и характеристик машин.

Однако, хотя данный мощный инструмент и позволяет существенно

снизить затраты на проектирование машины и разработать наиболее энергоэффективную проточную часть, применение его в практике ограничено в настоящее время многими факторами, такими как: дорогостоящее программное обеспечение, затраты на мощные вычислительные системы, необходимость в высоком уровне подготовки специалистов. Кроме того, существует обширная проблема трактовки результатов моделирования. Получаемые данным методом результаты требуют обоснования по меньшей мере аналогичным расчетом близкой по параметрам машины и сравнением результатов с экспериментальными данными. Поэтому вычислительная газодинамика является на данный момент больше объектом всевозможных научных исследований и работ, чем инструментом проектирования. Вместе с тем, заводы-изготовители все чаще прибегают к численному моделированию и внедряют качественно новый этап в процесс проектирования.

К настоящему времени разработано множество коммерческих программных продуктов [1, 2]. Среди наиболее известных – Ansys CFX, Ansys Fluent, Comsol, Star-CCM+, Numeca. Последний является единственным в своем роде программным комплексом, разработанным специально для расчета турбомашин и предоставляет богатый инструментарий для решения задач разной сложности – от моделирования течения в элементе ступени (рабочее колесо (РК), лопаточный диффузор (ЛД) и т.д.) до численной оптимизации элементов ступени по целевым критериям с помощью современных

алгоритмов с перебором сотен вариантов геометрий.

Опыт применения пакета вычислительной газодинамики Numeca Fine/Turbo в практике НПФ «ЭНТЕХМАШ»

НПФ «ЭНТЕХМАШ» успешно внедрила программный пакет вычислительной газодинамики Numeca [3] в процесс проектирования. Таким образом, при создании или модернизации компрессорных машин отдельным этапом проектирования является численное моделирование. Который может включать в себя:

- поверочный расчет проточной части компрессора, спроектированного по классическим методикам с использованием банка отработанных высокоэкономичных модельных ступеней [4, 5];
- оптимизационные расчеты [6] для доведения до совершенства элементов проточной части (например, оптимизация формы лопатки РК, диффузора или обратно-направляющего аппарата (ОНА) с целью повышения энергоэффективности, оптимизация меридиональной формы проточной части для обеспечения наилучшего распределения скоростей и т. д.);
- моделирование газодинамических характеристик компрессора при различных условиях работы;
- научно-исследовательские работы с целью внедрения новых решений.

Временные ресурсы, уделяемые на этап моделирования, сильно разнятся в зависимости от общего времени, выделенного на проектирование, сложности разрабатываемого компрессора, производственных факторов.

В особо сложных случаях за неимением надежных альтернативных методов, моделирование может выступать как основной инструмент проектирования. В качестве примера такого случая можно привести проектирование полуоткрытых осерадиальных РК с развитой осевой частью при условии большой радиальной неравномерности потока на входе в РК. В отечественной практике данным колесам были посвящены исследования, в том числе и экспериментальные [7], но широкое применение они не получили в силу нецелесообразности их использования во вновь проектируемых стационарных машинах, сложности проектирования и изготовления. Данный тип колес обычно применяется в авиационных двигателях, в системах турбонаддува автомобилей, где важны массогабаритные показатели машины. Большинство колес в центробежных машинах отечественного производства спроектировано с цилиндрическими лопатками, для которых теоретические расчетные методики [8, 9] показывают надежный и достоверный результат. Для полуоткрытых осерадиальных колес не существует аналогичных надежных методик, поэтому в данном случае качественный расчет и оптимальное проектирование могут быть обеспечены альтернативными методами, к которым можно отнести и численное моделирование.

В практике НПФ «ЭНТЕХМАШ» при модернизации крупного промышленного компрессора были разработаны и изготовлены на современных пятикоординатных станках РК полуоткрытого осерадиального типа с условным коэффициентом расхода $\Phi_0 \approx 0,11$ и коэффициентом полного напора $\Psi_i \approx 0,83$,

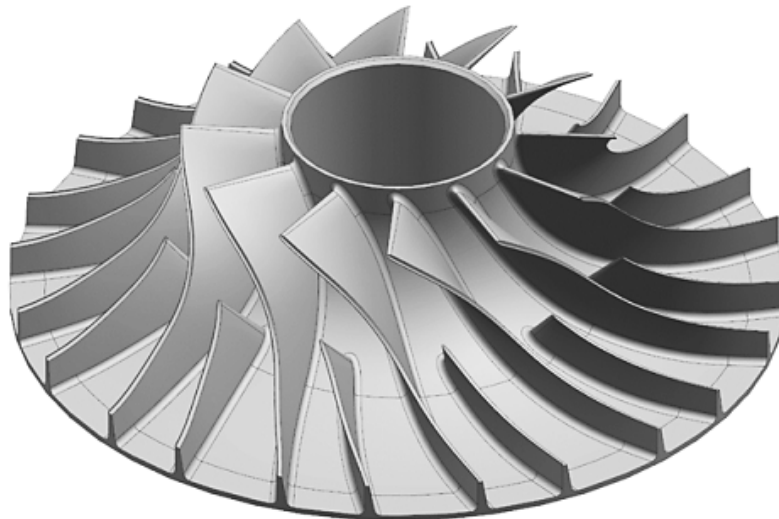


Рисунок 1. Осерадиальное РК ЦКМ, разработанное НПФ «ЭНТЕХМАШ»

политропного напора $\Psi_{\text{пол}} \approx 0,69$ (рисунок 1). Методы вычислительной газодинамики при этом сыграли большую роль и явились приоритетным методом проектирования. От первичного эскизного варианта РК до окончательного изготовленного варианта было проведено несколько серий оптимизационных расчетов с помощью численного моделирования с целью обеспечить необходимые параметры РК и максимально повысить энергетическую эффективность при максимальном увеличении зоны стабильной работы (запаса по помпажу). Суть оптимизации заключается в итеративном расчете большого количества различных геометрий исследуемого элемента, например, для ЦК – РК, лопаточной решетки диффузора, ОНА или их комбинаций. В общем случае входными данными оптимизации являются геометрические параметры оптимизируемого объекта и целевые критерии (чаще всего напор, запас по помпажу и эффективность работы), которые определяют вектор оптимизации. В процессе оптимизации исполняющий алгоритм программы меняет геомет-

рическую модель таким образом, чтобы обеспечить заданные критерии, при этом стремясь найти наилучший вариант.

Масштаб задачи оптимизации определяется количеством геометрических параметров и критериев. Чем больше критериев и варьируемых параметров, тем сложнее задача, причем сложность растет нелинейно. Относительно простая задача оптимизации РК с варьированием нескольких параметров и одним критерием может быть решена достаточно быстро, и условно оптимальное решение может быть найдено за малое количество итераций. Вычислительная сложность при добавлении еще одного критерия и нескольких переменных вырастет в несколько раз. В практике же чаще всего приходится иметь дело с последним случаем, так как целевых параметров обычно несколько. Следовательно, для эффективного расчета и в целом возможности проведения расчета, располагаемые вычислительные ресурсы должны быть сопоставимы с вычислительной сложностью задачи. Поэтому большинство задач не может быть ре-

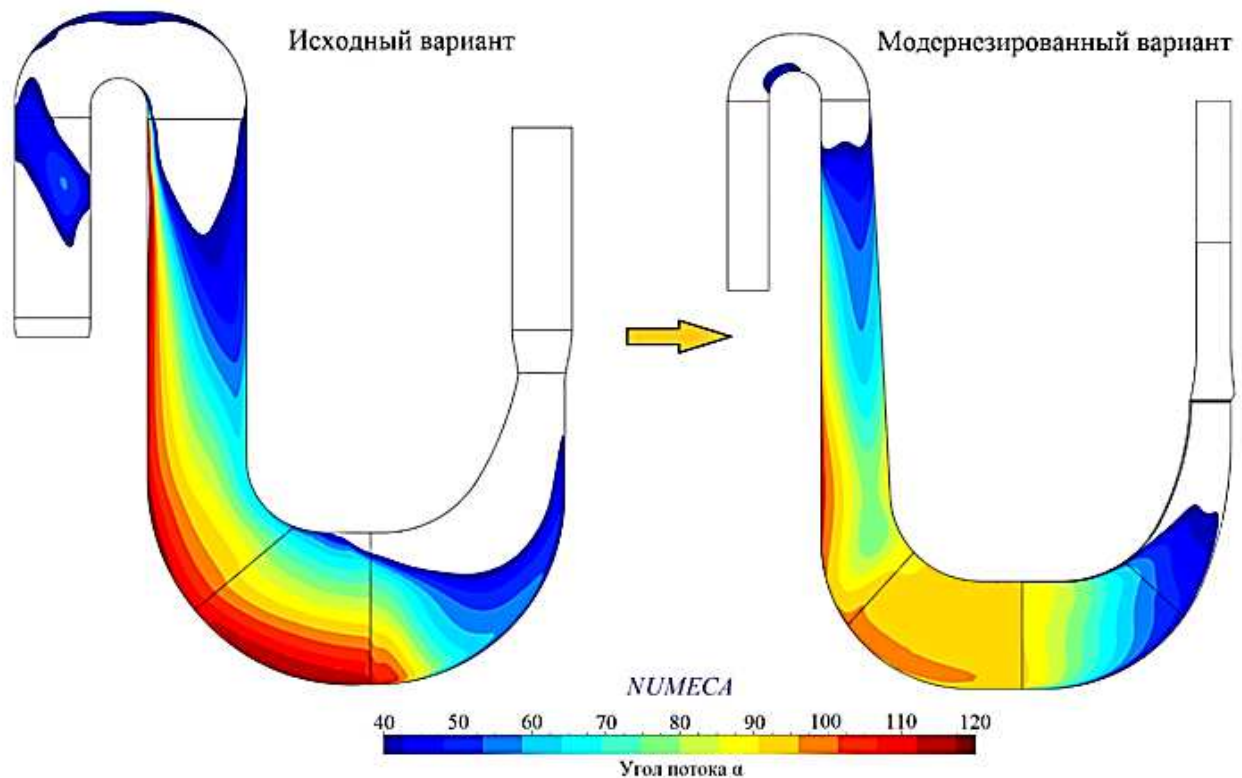


Рисунок 2. Распределение угла потока в меридиональном осреднении

шено на персональном компьютере, и для этих целей приобретаются специальные многопроцессорные вычислительные системы, которые позволяют выполнить большие объемы вычислений за короткое время. Для решения полного спектра численных задач научно-производственной фирмой «ЭНТЕХМАШ» используется расчетный сервер с процессорами Intel Xeon E5 и возможностью модульного расширения по мере возрастания потребностей.

Вычислительная газодинамика оказывается полезна для поиска и оценки локальных потерь и их устранения при поворочных расчетах. Классические методы описывают потери в проточной части с точки зрения физики процессов сжатия, не учитывая некоторые возможные особенности, вызываемые конструкцией или неоптимальным выбором неосновных геометрических

параметров. Так, например, геометрия участка между РК и ЛД, форма поворотного колена, неучет неравномерностей потока после входного направляющего аппарата или ОНА, могут значительно повысить потери в проточной части и изменить картину течения в элементах ступени. Так, например, в практике НПФ «ЭНТЕХМАШ» при разработке проточной части высокорасходного центробежного компрессора с помощью численного моделирования была выявлена высокая неравномерность потока после ОНА. В силу сильных вторичных течений ОНА, спроектированный по одномерной методике, поворачивал поток до осевого направления только в среднем сечении канала. На втулочной поверхности угол потока перед РК следующей ступени составлял $+28^\circ$, а на периферийной – напротив -50° . Таким образом, наблюдалась значитель-

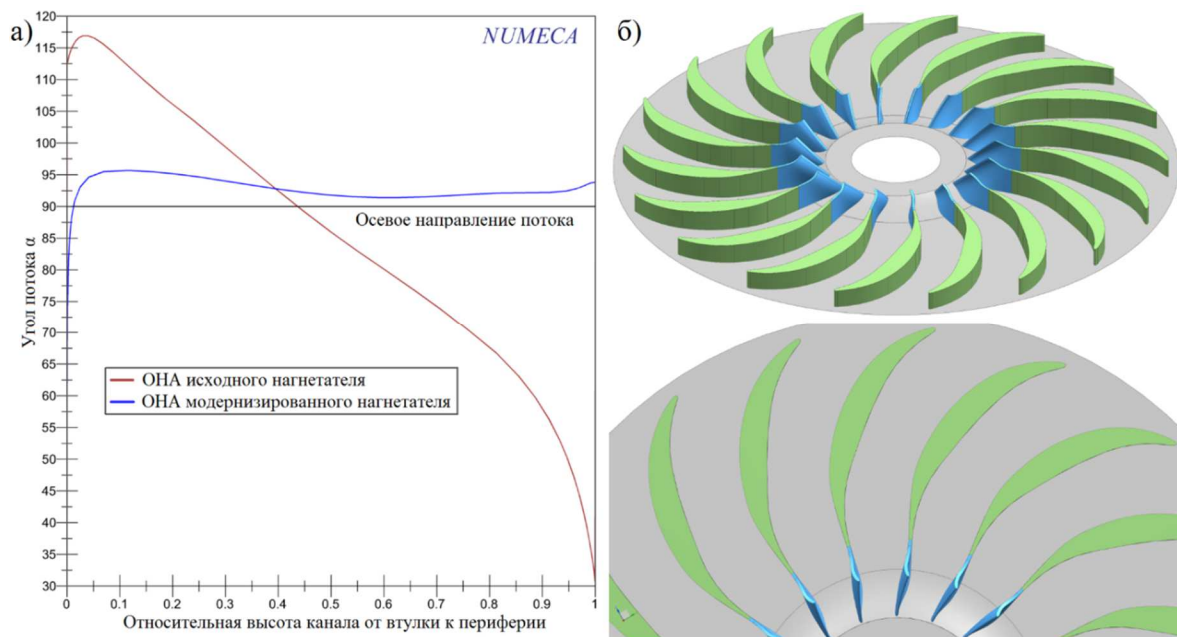


Рисунок 3. Сравнение распределения угла потока исходного и модернизированного нагнетателя перед РК следующей ступени (а) и лопаточная решетка модернизированного ОНА (б)

ная неравномерность потока, перед РК следующей ступени (рисунок 2). Это ведет к рассогласованию обтекания и переменному углу атаки входной кромки РК по высоте. Решением стало полное перепрофилирование основной части профиля лопатки ОНА и замена стандартного прямого радиально осевого выходного участка на аналогичный пространственный (рисунок 3б). Перепрофилирование основной части профиля позволило снизить интенсивность вторичных течений, а полученный в ходе оптимизационных расчетов пространственный выходной участок эффективно поворачивает поток до осевого направления во всех сечениях канала (максимальные отклонения от проектного направления для перепроектированной лопатки ОНА +2 и -2 градуса). На рисунке 3а приведено сравнение распределения углов потока до и после модернизации.

Применительно к рассматриваемому

случаю численный эксперимент позволил снизить неравномерность потока более чем в 10 раз и улучшить работу и устойчивость РК следующих ступеней, т.к. по примеру разработанной для первой ступени лопаточной решетки ОНА были скорректированы и решетки остальных ступеней.

В том же проекте был разработан и применен нестандартный ЛД с развитым безлопаточным участком на входе $D_3/D_2=1,45$, малой густотой $l/t \approx 1$ и лопаточным углом поворота потока $\Delta\alpha=6^\circ$. Такое исполнение диффузора обеспечивает широкую зону работы, сопоставимую с ступенью с БЛД, безотрывное течение в межлопаточном канале во всем диапазоне работы и, следовательно, практически постоянные условия работы для ОНА на различных режимах работы. Кроме того, по результатам расчета разработан аэродинамический профиль лопатки ЛД, отличающийся меньшей чувствительностью к углу атаки по сравнению

со стандартными профилями, применяемыми в отечественных ЦК.

Несомненное преимущество численного эксперимента при модернизации компрессоров кроется в возможности улучшения газодинамических характеристик и изменения параметров машин за счет непосредственного сравнения прорабатываемых вариантов с немодернизированным вариантом. В этом случае моделируется исходная компоновка машины, после чего расчет верифицируется с экспериментальными данными, вносятся необходимые корректировки в расчетную модель. В дальнейшем расчеты исходной машины используются как сравнительная опора для новых, модернизированных вариантов. Вследствие чего модернизация может проводиться в относительных единицах, что является более удобным как для расчетчика, так и для трактовки результатов, получаемых с помощью численного моделирования.

Факторы, ограничивающие использование вычислительной газодинамики в реальном проектировании

Вычислительные методы, а в частности и вычислительная газодинамика, является очень наукоемкой областью знаний. И одна из сложностей для успешного ее практического применения заключается в необходимости постоянного обновления, актуализации и совершенствования знаний. Проектировщику, работающему с программными продуктами компьютерного моделирования, необходимо быть компетентным не только в области машиностроения, но и ориентироваться в физических аспектах моделирования, понимать математические модели и

алгоритмы, заложенные в вычислительные методы, определять рациональность той или иной постановки задачи. Все это представляется достаточно сложным без фундаментальной научной подготовки кандидата и достаточного опыта работы с программными продуктами. К сожалению, существует не так много высших учебных заведений, предоставляющих профильные учебные программы по направлениям практического численного моделирования. Комплексные учебные программы в области энергетического машиностроения, позволяющие получить знания как в теории энергетических машин и проектирования, так и в области практического компьютерного моделирования только начинают в полной мере реализовываться и отрабатываться. До недавнего времени учащиеся получали знания в области моделирования преимущественно факультативно. Однако, тенденция к включению моделирования в программы обучения прослеживается, так как моделирование приобретает непосредственную связь с проектированием турбомашин.

Кроме того, дорогостоящее программное обеспечение, реализующее методы вычислительной газодинамики, дорогостоящее вычислительное оборудование и необходимость большого опыта решения задач, в том числе и научно-исследовательских, значительно затрудняют процесс внедрения методов вычислительной газодинамики в реальное производство. Но преодолевая подобные сложности, производители машиностроительной продукции получают в распоряжение мощнейший инструмент проектирования.

Заключение

Вычислительная газодинамика, несмотря на все трудности в использовании в реальном проектировании, представляет из себя мощный инструмент анализа потока и при рациональном подходе позволяет значительно повысить качество и надежность проектирования турбомашин. А в случае разработки принципиально новых машин создать конструкции, практически не нуждающиеся в экспериментальной доработке, что сокращает период ввода изделия в эксплуатацию. В совокупности с программными продуктами, позволяющими осуществлять расчет статической и динамической прочности, температурный и модальный анализ разрабатываемых компрессоров, вычислительная газодинамика является современным расчетным методом, позволяет решать передовые задачи и изготавливать конкурентоспособную продукцию.

Литература:

1. Runa Nivea Pinto, Asif Afzal, Layan Vinson Dsouza, Zahid Ansari, *Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art*, Arch. Comput. Methods Eng. (2016). doi:10.1007/s11831-016-9175-2
2. Шустрова М.Л., Аминев И.М., Байтимилов А.Д. Средства численного моделирования гидродинамических параметров процессов, *Вестник Казанского технологического университета*. 2014. Т.17, №14, С. 221-224.
3. URL:
<https://www.numeca.com/product/fineturbo>

4. Евдокимов В.Е. Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирования ЦКМ. // *Турбины и компрессоры*. — 1997. — 3,4.
5. Семаков В.З., Репринцев А.И., Бганцов Д.Е. Модернизация и ремонт центробежных компрессоров промышленных предприятий // *Компрессорная техника и пневматика*. — 2002. — 10. — С. 30-32.
6. J-H Kim, J-H Choi, A Husain, K-Y Kim. Multi-objective optimization of a centrifugal compressor impeller through evolutionary algorithms *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy Vol 224, Issue 5, pp. 711 – 721*
7. Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Мильнер М.Х. Результаты экспериментальных исследований промежуточной ступени ЦКМ с осерадиальными колесами. *Труды ЦКТИ*. 1990. Вып. 261. С. 127-134.
8. Рус В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. — 3 : 351 с.
9. 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

ОПЫТ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦБК С МАГНИТНЫМ ПОДВЕСОМ

С.И. Бурдюгов, Ю.П. Ерышкин, С.В. Касьянов, А.А. Макаров (ПАО «Научно-производственное объединение «Искра», г. Пермь, Россия)

В статье рассмотрены основные проблемы, которые возникли при проведении пусконаладочных работ на шестиступенчатом компрессоре НЦ-16ДКС-02 «Урал» с СПЧ-16/76-2,2(01) с магнитным подвесом ротора, и пути их решения.

Ключевые слова: центробежный компрессор, дожимная компрессорная станция, электромагнитный подвес ротора, лабиринтные уплотнения, циркуляционные газодинамические силы.

Введение

Производство многоступенчатых компрессоров в НПО «Искра» началась с поставки в 2006 году машин для нужд дожимного комплекса ПАО «Газпром». Компрессор НЦ-16ДКС-02 «Урал» один из первых многоступенчатых компрессоров на магнитном подвесе. Поставка компрессора была осуществлена для дожимной компрессорной станции (ДКС) Южно-Русского месторождения ОАО «Севернефтегазпром», межведомственные испытания были прове-

дены в 2008 году.

Компрессор НЦ-16ДКС-02 «Урал» укомплектован системой магнитного подвеса (МП) производства S2M и системой сухих газодинамических уплотнений (СГУ) «Джон Крейн-Искра». В базовом комплекте поставки компрессоры имели двухступенчатое исполнение. В связи со снижением давления пластового газа, на входе в установку комплексной подачи газа, в 2015 году проведено расширение существующего дожимного компрессорного цеха и введены в эксплуатацию четыре дополнительных газоперекачивающих агрегата. Вновь поставляемые агрегаты были укомплектованы компрессором НЦ-16ДКС-02 «Урал» с проточной частью СПЧ-16/76-2,2(01) в шестиступенчатом исполнении, так же была проведена замена сменной проточной части (СПЧ) в имеющихся агрегатах. В ходе эксплуатации возникли проблемы с обеспечением безаварийной работы компрессоров на высоких отношениях давлений.

Испытания компрессора на заводе-изготовителе

Каждый компрессор прошел приемосдаточные испытания (ПСИ) на заво-



Рисунок 1. Компрессор НЦ-16ДКС-02 «Урал» на стенде ПСИ

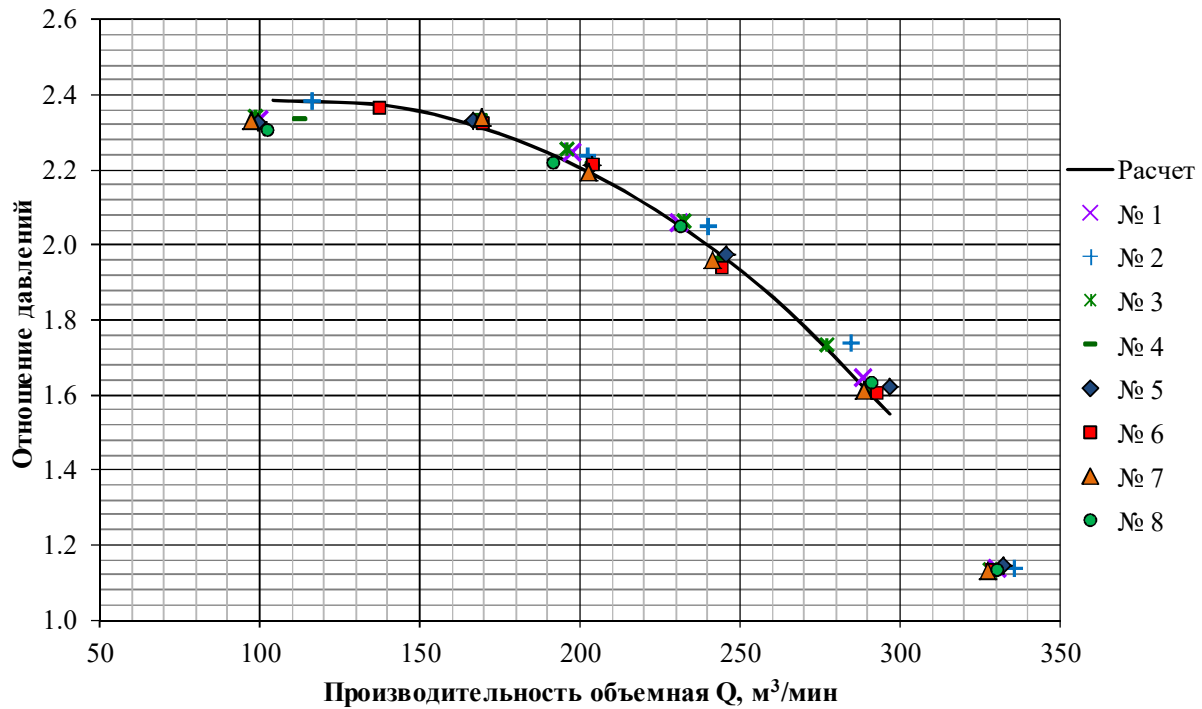


Рисунок 2. Газодинамическая характеристика компрессора НЦ-16ДКС-02 «Урал», полученная во время ПСИ (условия приведения: рабочая среда – воздух; $n=3800$ об/мин; $T_n=293,15$ К, $P_n=0,1013$ МПа) №1...№4 – СПЧ-16/76-2,2(01), №5...№8 – компрессоры НЦ-16ДКС-02 «Урал».

де-изготовителе с участием представителей эксплуатации. На рисунке 1 представлен компрессор НЦ-16ДКС-02 «Урал» на испытательном стенде. Основные характеристики компрессоров и СПЧ, полученные при обработке испытаний, приведены на рисунке 2.

Как видно из рисунка 2 характеристики всех восьми компрессоров лежат в одной области, определяемой погрешностью измерений.

Таким образом, во время ПСИ подтвердилась заявленная газодинамическая характеристика и граница помпажа поставляемых компрессоров.

Испытания компрессора на станции

Газодинамические характеристики, полученные на воздушном стенде, повторились в стационарных условиях не на всех машинах (рисунок 3). Результаты испытаний газоперекачивающего

агрегата (ГПА) №2 сильно отличались от всех остальных поставленных машин: газодинамическая характеристика была смещена в сторону меньших расходов.

Вторая, более значимая, проблема заключалась в том, что граница устойчивости всех компрессоров лежала намного правее заявленного значения, фактически в области номинального отношения давлений 2,2. При этом при достижении отношения давлений 2,35 (при 5000 об/мин) и 2,50 (при 5300 об/мин) и низком входном давлении ($P_n=2,5$ МПа и $P_n=2,0$ МПа) уровень виброперемещения ротора не превышал 30 мкм. При достижении отношений давлений 2,37 и 2,59 соответственно, уровень виброперемещения ротора со стороны обслуживания резко возрастал до предупредительного значения 100 мкм.

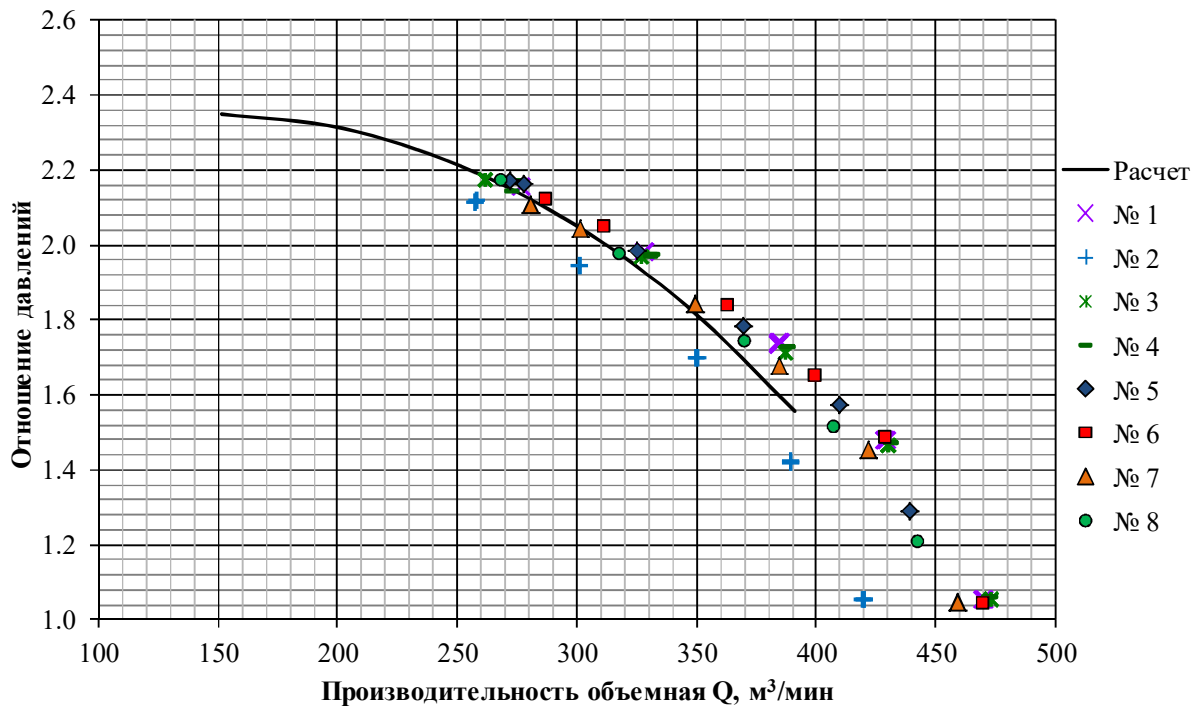


Рисунок 3. Газодинамические характеристики компрессоров НЦ-16ДКС-02 «Урал», полученные во время испытаний на компрессорной станции (условия приведения: рабочая среда – природный газ; $n=5000$ об/мин; $T_n=313,15$ К, $P_k=7,5$ МПа)

Напорная характеристика

В связи с тем, что в ГПА №2 была произведена только замена СПЧ, были рассмотрены следующие причины снижения напорной характеристики:

1. Увеличенные зазоры в уплотнениях проточной части и думмиса;
2. Некорректные показания датчиков, установленных на компрессоре;
3. Проворот СПЧ во время монтажа относительно нормального положения;
4. Смещение рабочих колес относительно диффузоров;

Во время разборки СПЧ были измерены зазоры в уплотнениях, зазоры соответствовали требованиям конструкторской документации; проверена проточная часть на отсутствие сдвигов рабочих колес относительно диффузоров и

проворота всасывающей и нагнетательной камер – проведенные мероприятия не выявили отклонений от документации. Датчики, расположенные на компрессоре, были повторно поверены, каналы калиброваны.

С целью снижения протечек газа через уплотнение думмиса было установлено дополнительное лабиринтное уплотнение на думмис. Для снижения радиальных газодинамических сил в уплотнении были выполнены отверстия с подводом газа в камеру уплотнения, аналогично доработкам, выполненным на компрессоре НЦ-16ДКС/100 «Урал» [1, 2].

Смонтированное уплотнение позволило уменьшить перетоки газа с нагнетания на всасывание компрессора примерно на 10%, но этого было не достаточно для

достижения заданных режимов работы. рисунке 4.

Поскольку проведенные мероприятия не принесли желаемого результата, было принято решение провести тарировку конфузоров с помощью стационарной газоизмерительной станции (ГИС), так как ранее коэффициент конфузора был определен по косвенной характеристике, при испытаниях базовых СПЧ с малым отношением давлений в двухступенчатом исполнении, на одном из ГПА.

Тарировка конфузоров входных патрубков компрессоров была проведена на ГПА №2, №4, №6. Уточнение коэффициентов расхода конфузоров позволило уточнить газодинамические характеристики, результаты расчета представлены на

Таким образом, все газодинамические характеристики были приведены в норму, но проблему повышенной вибрации доработкой уплотнения не удалось разрешить.

Причины повышенной вибрации компрессора

В виду того, что доработка лабиринтного уплотнения думмиса не привела к значительному сдвигу границы устойчивости газодинамической характеристики влево по отношению давлений, основной причиной повышенной вибрации была предложена недостаточная несущая способность магнитного подвеса. Это решение было принято из-за отсутствия основных признаков помпажной границы: совместное появление таких фактов как колебания давления и перепада давле-

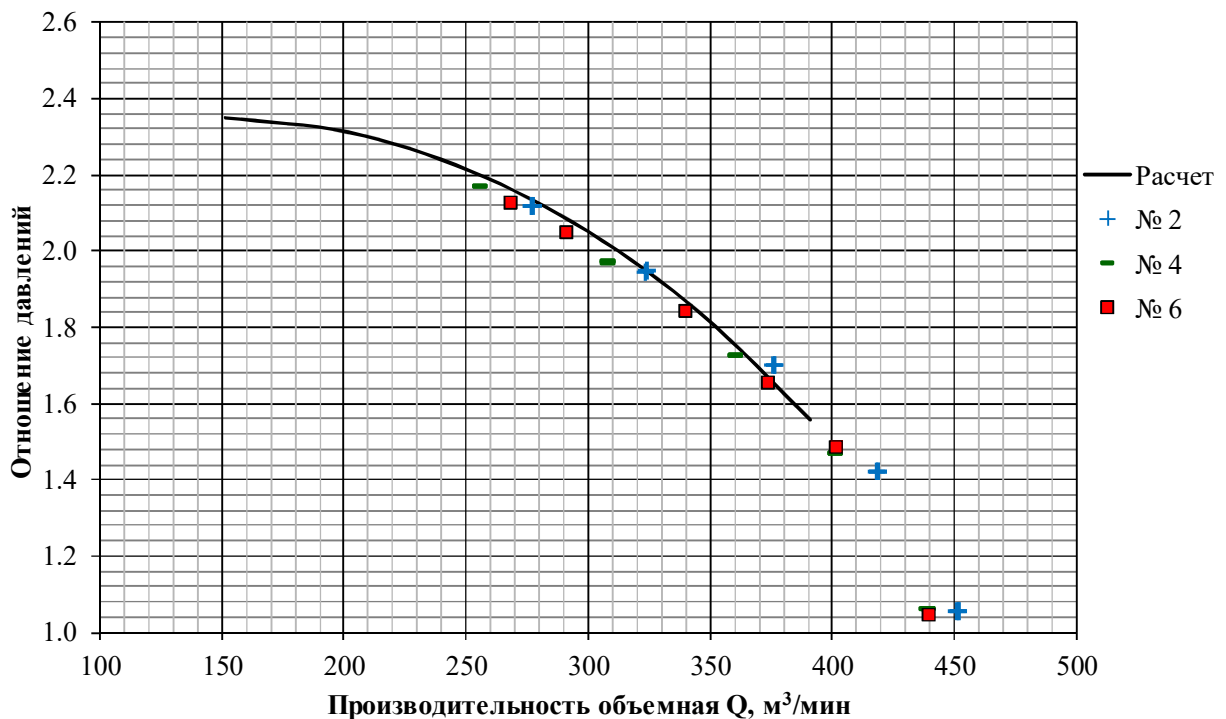


Рисунок 4. Газодинамическая характеристика компрессора НЦ-16ДКС-02 «Урал», полученная во время испытаний на станции, после уточнения коэффициента конфузора (условия приведения: рабочая среда – природный газ; $n=5000$ об/мин; $T_n=313,15$ К, $P_k=7,5$ МПа)

ния на входе компрессора, резкое изменение скорости вращения силовой турбины, повышенные вибрации ротора.

Настройка магнитного подвеса

Конструктивное исполнение магнитных машин требует наличия в конструкции дополнительных страховочных подшипников для защиты ротора от разрушения при аварийных остановках с отключением электроэнергии. Подшипники имеют радиальный зазор с ротором компрессора 0,2 мм, что приводит к необходимости увеличения радиальных зазоров в уплотнениях проточной части в 1,5...2 раза по сравнению с компрессорами имеющими подшипники на жидкостной смазке. Кроме того, жесткость магнитных подшипников примерно в 100 раз меньше, чем у подшипников на масляной смазке.

Эти два фактора (увеличенные радиальные зазоры и пониженная жесткость подшипников) делают ротор компрессора более чувствительным к воздействию осевых и радиальных усилий со стороны газодинамических сил (не говоря уже о воздействии конденсата и механических примесей в перекачиваемом газе). Речь идет о возникновении автоколебаний в уплотнениях ротора (покрывных дисков, вала, думмиса) и возникновении срывных явлений в рабочих колесах и диффузорах, особенно последних ступеней многоступенчатых компрессоров.

Многие поставщики компрессоров и эксплуатирующие организации столкнулись с явлением возникновения границы устойчивой работы магнитного подвеса ротора, образующейся

задолго до границы помпажа, иногда в середине рабочего диапазона, и характеризующейся резким повышением виброперемещений ротора. Явление характерно как для линейных машин с жесткими роторами, так и для многоступенчатых машин с гибкими роторами. При испытаниях компрессоров на заводских воздушных стендах и на стендах замкнутого контура с давлениями не более 20 кг/см² граница устойчивости не проявляется ввиду низкой плотности модельного газа. На границе устойчивой работы магнитного подвеса на объекте эксплуатации помпажные явления, связанные с колебанием расхода на входе в компрессор, отсутствуют. Как правило, в спектре частот при вибродиагностике присутствуют субгармонические составляющие в спектре вибраций в нижнем диапазоне частот до 25 Гц.

Настройка контроллера системы управления магнитного подвеса проводилась изменением коэффициентов интегратора и усиления. Были проведены испытания, при которых было выявлено возникновение низкочастотных составляющих в области от 5 до 25 Гц в спектре вибраций, которые не могут быть задемпфированы МП и приводят к его перегрузке (рисунок 5).

При этом, как показывает опыт, настройки системы управления магнитного подвеса в этом диапазоне частот, проводимые всеми производителями магнитного подвеса редко кардинально решают проблему и позволяют сдвинуть границу устойчивости к границе помпажа на 2...5%.

Высказано было две вероятные причины появления данных частот. Первая причина – срыв потока в лопатках

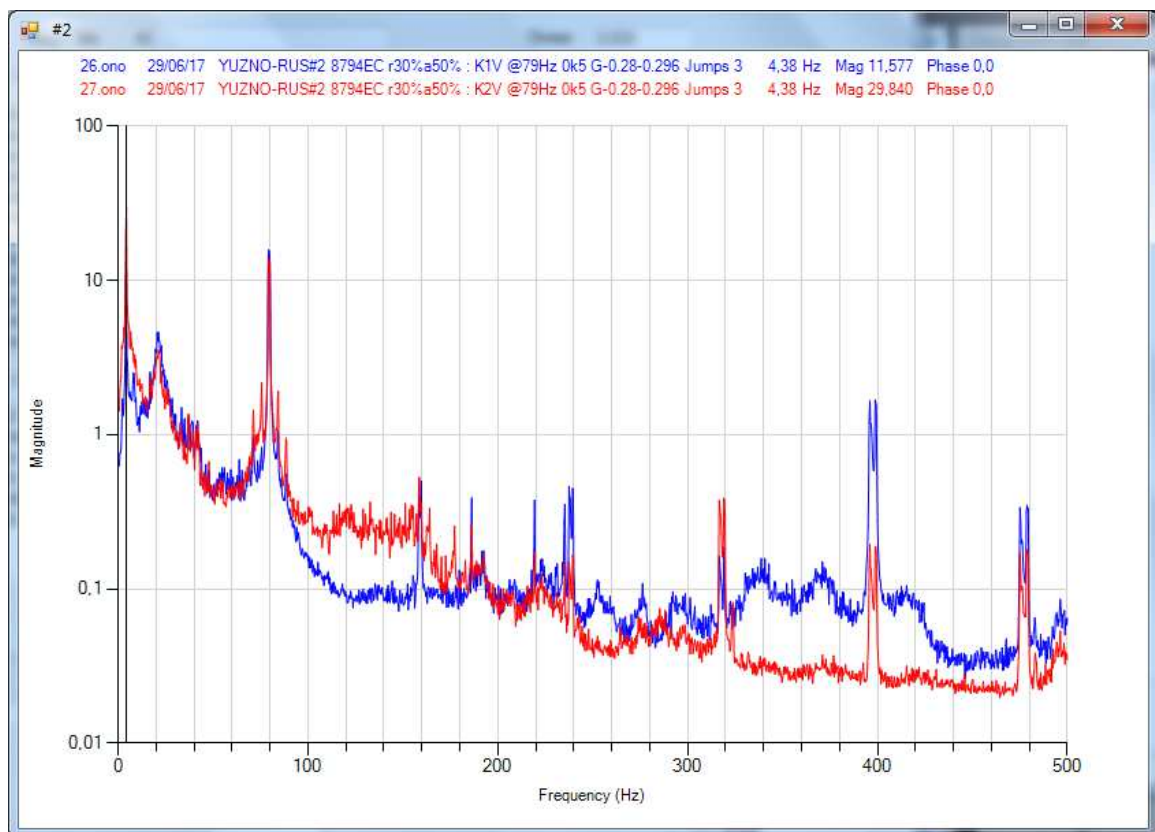


Рисунок 5. Спектр вибраций компрессора в опорах

колеса и диффузоров, проявляющийся в виде низкочастотных субсинхронных компонентов в вибрационном спектре (частота обычно составляет от 8 до 40% от оборотной частоты) [3]. В спектре отмечается наличие компонентов, связанных с пульсацией (3..5) Гц и срывом потока (0,15-0,2n). Вторая причина – газодинамические силы в уплотнении думмиса (доработанное уплотнение не сработало ввиду конструктивных особенностей).

Срыв потока в лопатках колеса и диффузоров

При анализе газодинамических процессов в проточной части было высказано предположение, что причина заключается в конструктивном исполнении рабочих колес, и безлопаточных диффузоров, в которых при снижении расхода газа через ступень

начинается образование срывных зон (Рисунок 6).

Эти вихревые зоны являются источником низкочастотных импульсных колебаний, связанных с пульсацией (3...5 Гц) и срывом потока (0,15 - 0,2 от частоты вращения), и приводят к незатухающим колебаниям ротора на его собственных частотах (1 и 2 жесткая или 1 гибкая моды) [3].

Возникающие аэродинамические силы при совместном действии с циркуляционными неконсервативными силами в лабиринтном уплотнении думмиса оказывают значительное дестабилизирующее воздействие на ротор компрессора. В случае с гибким ротором и магнитным подвесом они приводят к динамической нестабильности ротора, которая не может быть устранена настройкой магнитного подвеса, поскольку низкочастотные пульсации в

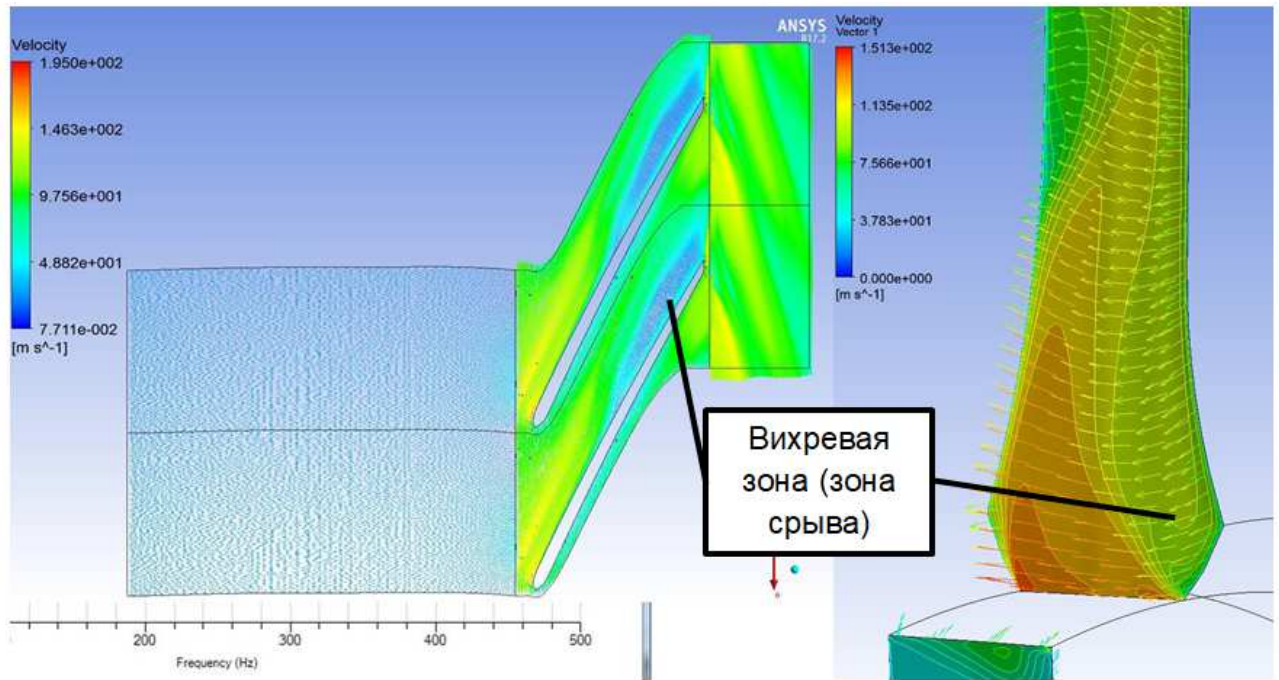


Рисунок 6. Срывные явления на задней стороне лопаток рабочего колеса и в диффузоре

спектре вибрации попадают в зону «нечувствительности» системы управления магнитным подвесом.

Газодинамические силы в лабиринтном уплотнении думмиса

Для определения газодинамических сил в уплотнении думмиса были проведены ряд расчетов для режимов, на которых проявлялись сильные вибрации и происходил аварийный останов компрессора.

Для этих режимов работы были рассчитаны жесткости лабиринтных уплотнений, согласно [4]:

- режим 1 и 2 характеризуется наличием

ем в спектре (рисунок 5) низкочастотных амплитуд колебаний и предупредительными значениями уставок работы компрессора по вибрации ротора на частотах вращения 5000 и 5300 об/мин соответственно;

- режим 3 характеризуется аварийным остановом компрессора по сигналу высокая вибрация ротора при давлении на выходе компрессора 7,5 МПа.

В таблице 1 представлены исходные данные по режимам работы компрессора. Режимы были приведены к одинаковым условиям работы (см. таблица 2 и рисунок 7) согласно техническим условиям (ТУ) на компрессор. Из рисунка 7 видно, что все режимы

Таблица 1 – Исходные данные по режимам работы компрессора

Параметр	Номер режима		
	1	2	3
Частота вращения, об/мин	5000	5300	4800
Давление газа на входе в компрессора (изб.), МПа	2,470	1,940	3,250
Давление газа на выходе из компрессора (изб.), МПа	6,000	5,180	7,337
Перепад давления на конфузоре, кПа	3,250	3,090	4,093

работы практически лежат в одной точке, что свидетельствует о газодинамическом происхождении сил, вызывающих низкочастотную вибрацию ротора.

В таблице 3 представлены значения жёсткости лабиринтных уплотнений рассчитанные для режимов 1-3 и для приведенного режима работы (режим 4).

Сравнение результатов расчета показало, что при давлении на выходе компрессора 7,5 МПа «пороговое» значение составит около 530000 Н/м

(режим 3 и пересчет режимов 1 и 2 в режим 4).

Проведен расчет жесткости лабиринтных сил для самых крайних режимов работы компрессора согласно ТУ.

В таблице 4 представлены режимы и значения жесткости лабиринтных уплотнений для данных режимов. В последних строках указана сумма всех сил. Как видно, без проведения мероприятий по доработке думмисной втулки достижение указанных режимов не возможно. При проведении мероприятий по устранению данных сил

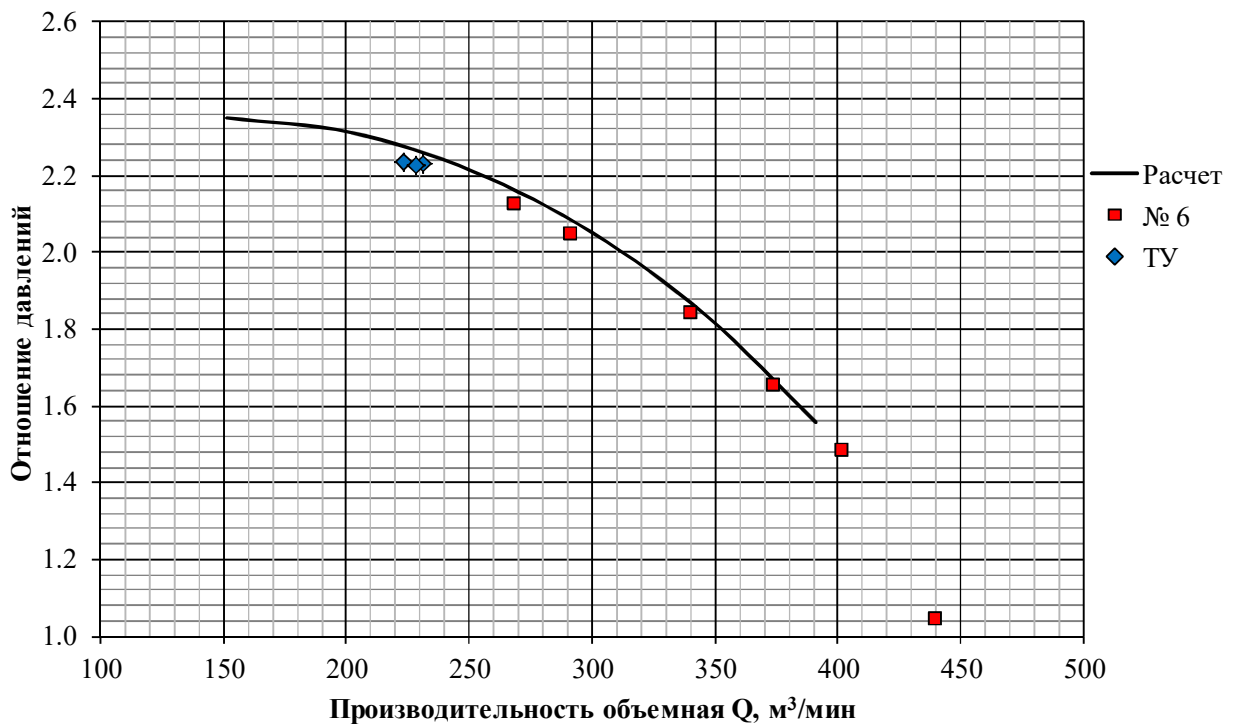


Рисунок 7. Газодинамическая характеристика компрессора НЦ-16ДКС-02 «Урал», пересчитанная на условия ТУ (условия приведения: рабочая среда – природный газ; $n=5000$ об/мин; $T_n=313,15$ К; $P_k=7,5$ МПа)

Таблица 2 – Пересчет режимов согласно ТУ на компрессор

Параметр	Номер режима		
	1	2	3
Частота вращения, об/мин	5000		
Температура газа на входе в компрессор, °C	40		
Давление газа на выходе из компрессора (абс.), МПа	7,5		
Производительность объемная, м³/мин	223,1	231,1	228,3
Отношение давлений	2,237	2,232	2,224

Таблица 3 – Жесткости лабиринтных уплотнений при испытаниях

Наименование уплотнения	Жесткость сил, Н/м			
	1	2	3	4
Уплотнение думмиса	134023	123385	154563	155896
Сумма жесткости сил в лабиринтных уплотнениях рабочих колес и думмиса	453052	414948	526231	527422

в уплотнении над думмисом режимы могут быть реализованы.

Эксперимент

Для исключения влияния газодинамических сил на ротор выполнена замена лабиринтного уплотнения над думмисом на уплотнение с сотовой конструкцией [5]. После проведения помпажных тестов была снята газодинамическая характеристика. В результате обработки испытаний получено, что газодинамические характеристики полученные расчетом и при испытаниях совпали. Граница устойчивости фактически совпала с границей помпажа, определенной на заводском стенде при ПСИ.

Заключение

1. Настройками магнитного подвеса не всегда возможно добиться устойчивой работы компрессора;
2. Для анализа причин повышенных

вибраций компрессоров на магнитном подвесе следует рассмотреть возможность возникновения газодинамических сил и пульсаций в рабочих колесах, диффузорах и лабиринтных уплотнениях.

3. В данном случае предположения о влиянии срывных явлений в колесах и диффузоре имеют место быть, но их влияние не проверено на практике.

4. Замена лабиринтного уплотнения на конструкцию сотового уплотнения позволила пройти весь диапазон режимов работы вплоть до границы помпажа, что указывает на значительное влияние газодинамических циркуляционных сил в лабиринтном уплотнении думмиса на ротор;

Таблица 4 – Жесткости лабиринтных уплотнений на режимах по ТУ

Наименование уплотнения	Жесткость сил, Н/м		
	5	6	7
Частота вращения, об/мин	5000	5300	5300
Температура газа на входе в компрессор, °С	40	40	20
Давление газа на выходе из компрессора (абс.), МПа	7,5		
Уплотнение думмиса	156472	166560	171085
Сумма жесткости сил в лабиринтных уплотнениях с учетом уплотнения думмиса	526863	558055	575682
Сумма жесткости сил в лабиринтных уплотнениях без учета уплотнения думмиса	370390	391495	404597

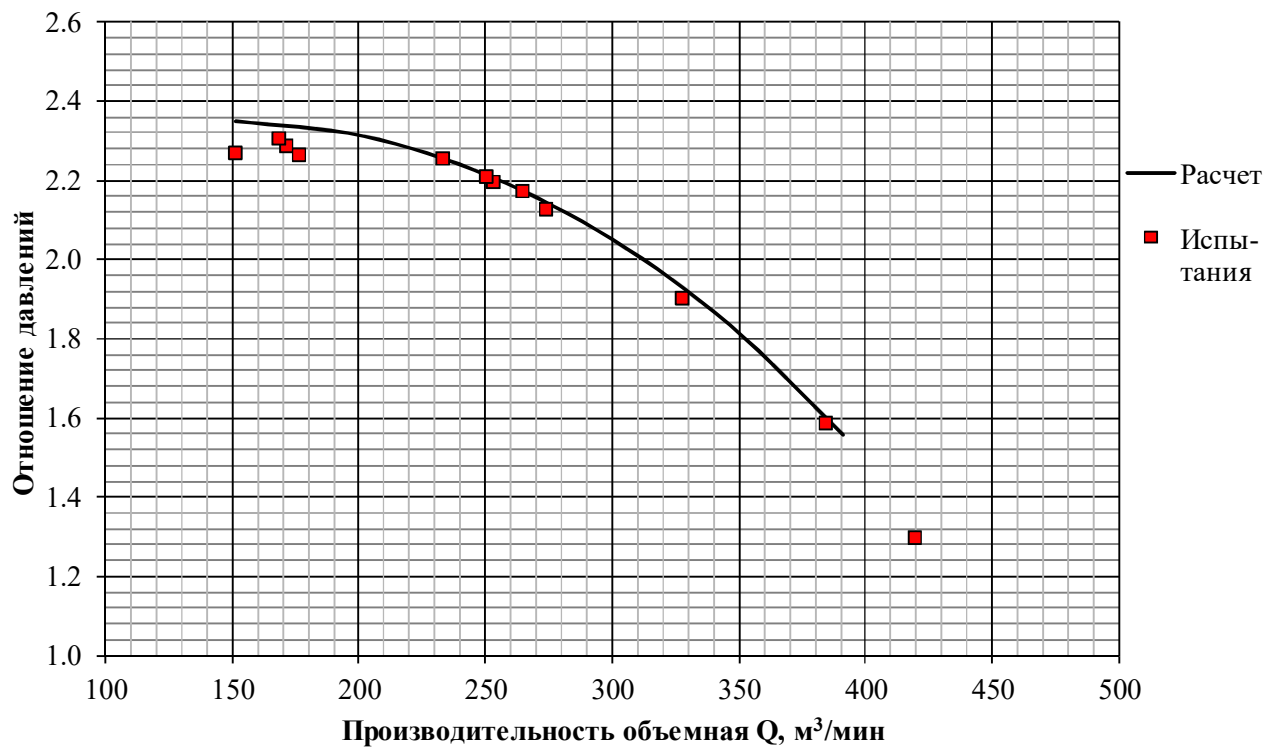


Рисунок 8. Газодинамическая характеристика компрессора НЦ-16ДКС-02 «Урал», полученная во время испытаний на станции после установки сотового уплотнения (условия приведения: рабочая среда – природный газ; $n=5000$ об/мин; $T_n=313,15$ К; $P_k=7,5$ МПа)

Литература:

1. Соколовский, М.И. Компрессорное оборудование НПО «Искра» для предприятий дожимного комплекса / М.И. Соколовский, Ю.П. Ерышкин, Е.Л. Селянская, С.В. Касьянов, А.А. Макаров // Газотурбинные технологии. – 2015. – №5. – С. 10-14.

2. Кистойчев, А.В. Устранение причин срыва в низкочастотную вибрацию центробежного нагнетателя на магнитном подвесе / А.В. Кистойчев, А.В. Лун-Фу, Е.В. Урьев // Газовая промышленность. – 2016. – №1. – С. 102-108.

3. Veently, D.E. Вибрационная диагностика срыва вращающегося потока газа в центробежных компрессорах / D.E. Veently, P. Goldman; Перевод Кулинич С.И., главный специалист Центра технической диагностики ОАО

«Концерн Стирол», г. Горловка, Украина // Bently Nevada. Журнал «Orbit». – 2000. – №1 (V21).

4. Костюг, А.Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов / А.Г. Костюг. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 С.

5. Шнепп, В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В.Б. Шнепп. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 С.

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО КПД ГАЗОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

А.А. Биктимиров (ООО «РН-Ванкор», г. Красноярск, Россия)

Назначение системы контроля эффективности КПД

Одним из основных рабочих параметров, определяющих эффективность газотурбинного двигателя (ГТД) и центробежного нагнетателя (ЦБН) является коэффициент полезного действия.

КПД бывают нескольких видов: термический, индикаторный (внутренний), адиабатический, политропный, механический, эффективный. Первые три вида используются в основном для оценки теоретических термодинамических показателей идеальных циклов. Политропный коэффициент характеризует работу нагнетателя. Механический КПД оценивает совершенство механических деталей и составляющих узлов турбины. Именно эффективный КПД ГТД является наиболее информативным параметром оценки реальных циклов.

Одним из эффективных методов снижения энергетических затрат в транспорте газа является оптимизация режимов работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и компрессорных цехов. Для решения этой задачи необходимо иметь значения коэффициента полезного действия газотурбинных двигателей и нагнетателей в составе ГПА. Как показали результаты исследований, использование в данном случае номинальных значений КПД оборудования в ряде случаев может привести к некорректным решениям. Это указывает на необходимость, при решении задач оптимизации режимов работы ГПА, использовать действительные значения показателей эффективности на переменных режимах их работы.

ГПА является оборудованием высокой

производительности и несет на себе основную нагрузку по выполнению контрактных обязательств сдачи газа потребителю и значительно влияет на уровень использования ПНГ для нефтедобывающих компаний. Поэтому к вопросу бесперебойной эксплуатации ГПА предъявляются высочайшие требования.

Техническое состояние ГПА определяется по результатам проведения теплотехнических испытаний. Анализ результатов теплотехнических испытаний позволяет:

- оптимизировать затраты на ремонтные работы;
- оценить качество ремонта;
- выявить дефекты на ранней стадии их развития;
- определить техническое состояние агрегата.

Для более качественного анализа необходимо регулярный и систематизированный контроль показателей эффективности (КПД) и технического состояния (КТС).

В настоящий момент отсутствует прикладная методика определения политропного КПД двухсекционного центробежного компрессора с промежуточным охлаждением. Проблема заключается в изменении термобарических условий газа от секции к секции, изменении состава и плотности транспортируемой среды. Автором проекта предложено компромиссное решение данного вопроса, с получением результатов, достаточных для проведения анализа режима работы и оценки технического состояния ГПА.

Математическая модель расчета КПД ГТД и ЦБН

Расчет КПД ГТД производился на основе нормативных документов, разработанных ВНИИГАЗ и других дочерних обществ компании ОАО «Газпром», в частности: методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (ПР 51-31323949-43-99), СТО Газпром 2-2.3-253-2008 и СТО Газпром 2-3.5-113-2007.

Данная методика основана на математическом подходе. Точность определения выходных показателей, по большому счету, обуславливается точностью измерительного оборудования.

Альтернативным и более достоверным методом является метод прямого из-

мерения крутящего момента на валу ГТД. Он исключает большую часть математических вычислений и общая погрешность метода определяется погрешностью измерения датчика крутящего момента.

Наиболее подходящим датчиком является бесконтактный измеритель крутящего момента (БИКМ) с функцией передачи данных в САУ ГПА.

Обработка данных в САУ позволит в режиме реального времени контролировать эффективный КПД ГТД и политропный КПД центробежного компрессора. Анализ этих параметров обеспечит вывод ГПА на оптимальный режим работы, с минимальным потреблением энергоресурсов.

Определение политропного КПД двухсекционного компрессора с промежуточным охлаждением на основе параметров технологического процес-

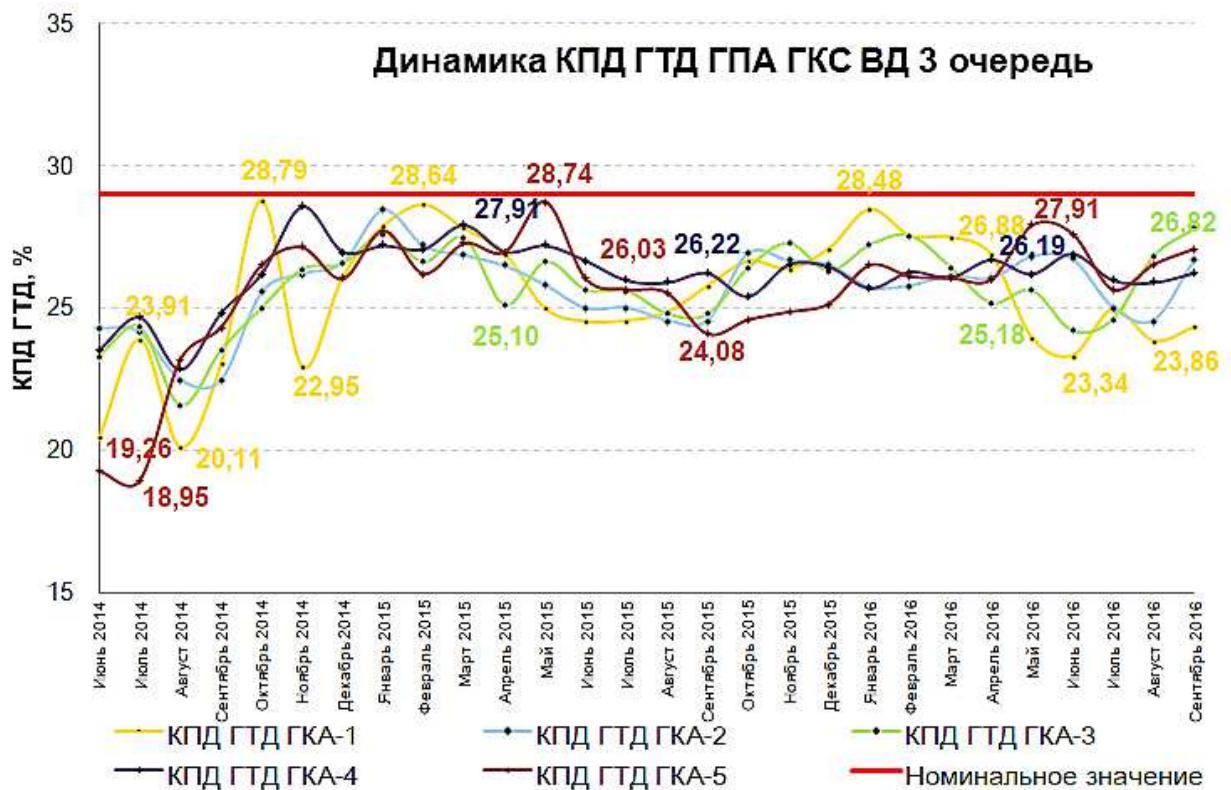


Рисунок 1. Динамика изменений КПД ГТД ГПА ГКС ВД 3 очереди Ванкорского м/р.

са, так же является одной из основных задач работы системы. Расчет политропного КПД базируется на методе Шульца и методе энтальпий. Параметры определяются для каждой секции отдельно, а среднее их значение принимается как КПД компрессора. Предпочтительным методом является метод энтальпий, как метод с меньшим количеством математических вычислений и соответственно меньшей погрешностью.

Анализ динамики и факторов изменения КПД

В результате проведенных расчетов можно наблюдать динамику изменения КПД ГТД ГПА ГКС ВД 3 очередь Ванкорского м/р.

Одним из важнейших результатов расчета является факт не достижения номинальных показателей эффективного КПД ГТД.

Низкие показатели среднемесячного КПД в период до сентября-октября 2014г. (< 25%) связаны с проведением ПНР на объекте, ТО агрегатов, простой в резерве, работа в режиме на «Кольцо».

Так же наблюдается падение КПД в летний период времени, что связано с повышением температуры воздуха, снижением его плотности перед осевым компрессором и возрастанием затрачиваемой энергии, необходимой для его сжатия. Обратную динамику можно наблюдать в зимний период при понижении температуры.

Обобщая вышесказанное можно обозначить следующие факторы, влияющие на эффективный КПД ГТД:

- - барометрическое давление воздуха;

- температура воздуха перед ОК и камерой сгорания;
- температура топливного газа;
- режим работы на «Кольцо»;
- факторы технического состояния.

К факторам технического состояния можно отнести следующее:

- эрозия материала;
- загрязнение проточной части.

Обычно эрозия лопаток компрессора связана с воздействием частиц диаметром более 5 мкм, поступающих с всасываемым воздухом. Такие частицы оказывают абразивное воздействие на покрытие и основу лопаток, ухудшают их аэродинамику и снижают эффективность работы компрессора. В результате воздействия частиц, и последующего ухудшения шероховатости поверхностей рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата происходят изменения в профиле потока воздуха.

Частицы диаметром менее 5 мкм, поступающие с всасываемым воздухом, вызывают загрязнение компрессора (газогенератора) ГТД. Эти мелкие и очень мелкие частицы различного происхождения (несгоревшие углеводороды, частицы соли, песок и отработанные газы, в том числе поступающие из выхлопного тракта самой газовой турбины, и т.д.) вместе с частицами воды являются источниками загрязнения. Они могут вызывать изменение формы передней кромки лопаток, повышать шероховатость поверхностей рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата, в результате чего поток воздуха приобретает турбулентные характеристики.

Кроме того, налет постепенно наслаивается на лопатках и направляющем аппарате, в результате чего уменьшается объем проходящего воздуха. Водяной туман, влага и пары нефтепродуктов действуют как связующее вещество, и налет «прилипает» к поверхности лопаток компрессора. При повышении температуры на последних ступенях компрессора отложения образуют довольно толстый слой. Соли и другие агрессивные загрязняющие вещества во всасываемом воздухе, взаимодействуя с атмосферной влагой усиливают процессы коррозии в проточной части ГТД.

Необходимо отметить, что под воздействием частиц соли, поступающих с цикловым воздухом высокой влажности и высвобождающихся при нагреве воздуха происходят коррозионные процессы в горячем тракте (последние ступени газогенератора, камеры сгорания и турбины) [2].

Для защиты ГТД от воздействия перечисленных факторов имеются фильтры ВОУ соответствующего класса, рекомендованные заводом-изготовителем, а так же используются специальные передвижные станции для промывки проточной части газогенератора ГТД от загрязнений с применением специальных моющих растворов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе рассмотрена проблема определения эффективного КПД ГТД и агрегата в целом, который имеет критическое значение для понимания энергоэффективности режимов работы установки.

Предложенный вариант расчета среднего значения политропного КПД двухсекционного центробежного компрессора имеет определенную погрешность. Поэтому вопрос точного контроля этого параметра остается открытым. Доработка системы контроля до совершенства является одной из ключевых задач специалистов эксплуатационных организаций, позволяя выйти на совершенно новый уровень обработки данных и контроля технологических режимов компримирования и транспорта газа.

Система имеет масштабное практическое применение в области контроля технического состояния оборудования, оценки качества работ проведенных в рамках ТО, а так же предназначена для контроля и снижения потребления энергоносителей комплексами транспорта газа. Использование системы на каждом газотранспортном объекте крупных нефтегазовых компаний обеспечит огромный массив унифицированной информации для анализа, оценки и корректировки режимов работы не только газоперекачивающих агрегатов, но и компрессорных станций в целом.

Литература:

1. Калинин А.Ф. *Расчет, регулирование и оптимизация режимов работы газоперекачивающих агрегатов.* М.: МПА-Пресс, 2011. 264 с.
2. Детлеф Марк – «Влияние КВОУ на эксплуатационные характеристики ГТД», журнал «Турбины и дизели», выпуск январь-февраль 2014г.
3. Б.П. Поршаков, А.С. Лопатин, А.Ф. Калинин, С.М. Купцов, К.Х. Шотиди.

Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом на магистральных газопроводах – М.: Недра, 2010 – 246 с.

4. А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие второе издание переработанное: учебное пособие, Томский политехнический университет – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 213 с.

5. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов ПР 51-31323949-43-99.

6. СТО Газпром 2-2.3-253-2008.

7. СТО Газпром 2-3.5-113-2007.

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ MS5002E: ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА КОМПОНЕНТОВ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Д.С. Алевский, М.Г. Гуральник, С.А. Иванов, А.А. Сорокин (АО «РЭПХ», Санкт-Петербург, Россия); А.В. Бакаев, А.В. Горин, А.В. Сандовский (ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия)

Высоко технологичная ГТУ MS5002E номинальной мощностью 32 МВт имеет высокий КПД 36%, улучшенные экологические показатели, низкий уровень вредных выбросов ($\text{NO}_x \leq 50 \text{ мг/м}^3$), большой ресурс работы и высокий уровень ремонтпригодности. Данная ГТУ может применяться в составе газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов, в составе па-



Рисунок 1. Газотурбинная установка MS5002E

рогазовых установок ТЭС и ТЭЦ и в судостроении (в качестве главной энергетической установки судов и кораблей). Однако наибольшее применение MS5002E нашла в составе газоперекачивающего агрегата ГПА-32 «Ладога» производства АО «РЭПХ».

На пути к импортонезависимости при производстве ГТУ, начиная с 2010 года, удалось достигнуть серьёзных результатов, в том числе освоить

достигнутым договоренностям с компанией GE о передаче полного комплекта документации, включая горячую часть турбины. Соответствующее соглашение с GE Oil & Gas было подписано в конце 2014 года. Получение полного комплекта технической документации дало нам возможность предложить рынку конкурентоспособный и полностью локализованный продукт без иностранного участия.

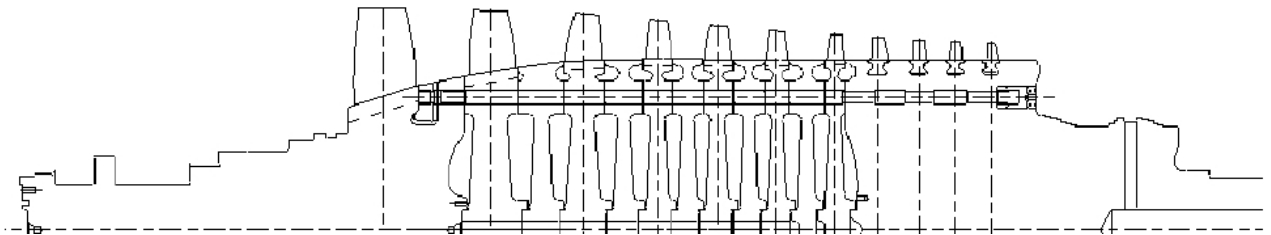


Рисунок 2. Ротор компрессора

производство наиболее технологичных и наукоёмких узлов и деталей:

- Ротор газогенератора (включая лопатки компрессора и турбины)
- Элементы камеры сгорания (включая торцевую крышку с топливными форсунками)
- - Подшипники (с применением российских марок материалов)
- - Система автоматического управления

Таких результатов удалось достигнуть благодаря слаженной работе специалистов АО «РЭП Холдинг» в тесной кооперации с более чем 20 отечественными промышленными предприятиями (среди них ООО «Пумори-Энергия», АО «РОТЕК», ОАО «Уралтурбо», «ПТК Электросталь», АО «КМПО», «ОМЗ-Спецсталь», ОАО «НПО ЦКТИ» и др.)

Более глубокая локализация производства стала возможной благодаря

В данном докладе основной акцент сделан на работы, выполненные по ротору осевого компрессора.

Компрессор осевого типа состоит из 11 ступеней и имеет поворотный входной направляющий аппарат и поворотные направляющие аппараты 1 и 2 ступеней. Основные детали ротора (входная часть вала, 6 дисков, 5 промежуточных дисков и выходная часть вала) соединяются при помощи стяжных болтов в периферийной части.

Параметры компрессора на номинальном режиме работы:

- Частота вращения $n = 7455$ об/мин
- Степень повышения давления $\pi_k = 17$
- Расход воздуха на входе $G \approx 100$ кг/сек

Эскиз ротора показан на рисунке 2.

На данный момент ротор осевого компрессора изготовлен с наибольшей

степенью локализации. Предприятие «ОМЗ–Спецсталь» в кратчайшие сроки освоило литье и ковку заготовок дисков ротора из иностранного материала, а механическая обработка большей части рабочих лопаток и дисков, а также финишная сборка и

ла обширная исследовательская работа по изучению и сравнению усталостных свойств материалов.

На первом этапе, на Невском заводе исследовалось сопротивление многоциклового усталости на стандартных образцах из обоих материалов.



Рисунок 3. Испытательный стенд и образец для усталостных испытаний.

балансировка ротора была выполнена на Невском заводе (производственной площадке АО «РЭПХ»).

С целью снижения стоимости изделия и максимального использования в ГТУ российских марок материалов вместо оригинального материала X22CrMoV12.1 рабочих лопаток 6,8,9,10,11 ступеней была предложена отечественная сталь 13X11H2B2MФ-Ш (ЭИ-961Ш). Принятию данного ответственного решения предшествова-

Стенд для усталостных испытаний и образец материала показаны ниже на рисунке 3:

Проведённые усталостные испытания показали, что предел выносливости образцов из российского материала на 11% выше, чем у образцов из оригинального материала.

Это заключение позволило с большей уверенностью перейти ко второму этапу испытаний в сотрудничестве с ОАО «НПО ЦКТИ». На данном этапе

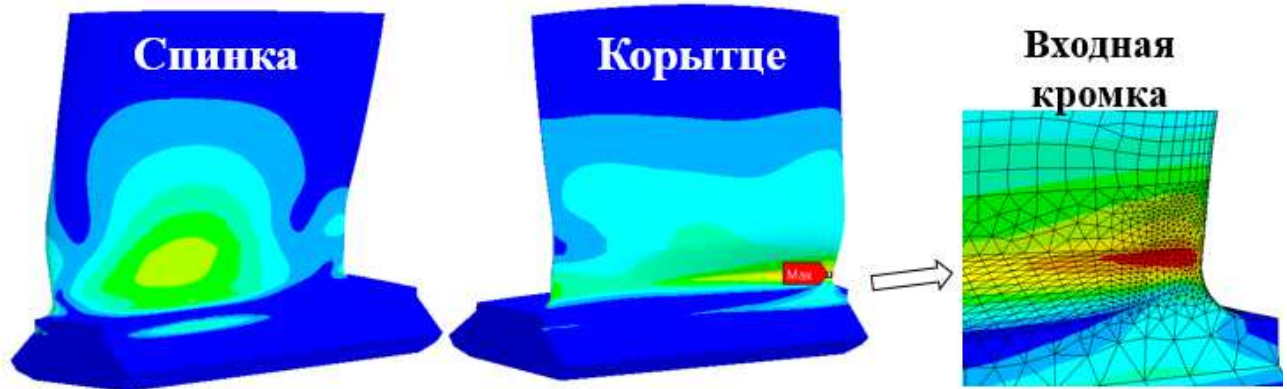


Рисунок 4. Относительное распределение вибронапряжений в лопатке 6 ступени, при колебании по первой изгибной форме.

сравнивались усталостные свойства лопаток 6, 8 и 11 ступеней, изготовленных на Невском заводе, как из оригинального материала, так и из российского аналога. Испытания лопаток проводились на первой изгибной форме колебаний на базе $2 \cdot 10^7$ циклов.

При выборе областей на пере лопатки для размещения тензодатчиков использовалось расчётное распределение относительных динамических напряжений, полученное в пакете конечно-элементных программ ANSYS с применением твердотельных КЭ высшего порядка SOLID186/187.

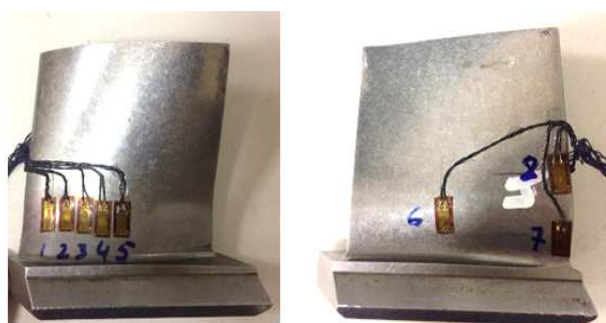


Рисунок 5. Лопатка 6 ступени, оснащенная тензодатчиками (слева – вид на спинку, справа – вид на корытце)

Следует отметить, что анализ собственных частот МКЭ можно проводить с высокой точностью на моделях

с низкой степенью дискретизации, однако для определения относительных вибронапряжений рекомендуется повысить дискретизацию модели, особенно в области галтелей.

Фотографии лопатки, оснащённой тензодатчиками, показаны ниже:

Ниже приведен пример тарировочных кривых для лопатки 6-й ступени, показывающих зависимость значений электрических напряжений получаемых на выходе из тензоусилителей от размаха колебаний периферийного сечения лопатки.

Для пересчёта измеренных значений электрических напряжений в механические, возникающие на поверхности лопатки, использовалась тарировочная балка с наклеенными тензодатчиками, аналогичными тем, что были установлены впоследствии на лопатках. Балка имеет тарированные значения напряжений в месте наклейки тензодатчиков в зависимости от амплитуды колебаний. Таким образом, возбуждая в балке колебания с различными амплитудами, снимался выходной сигнал с тензодатчиков. По результатам тарировки строилась зависимость величины сигнала снимаемого с усилителей

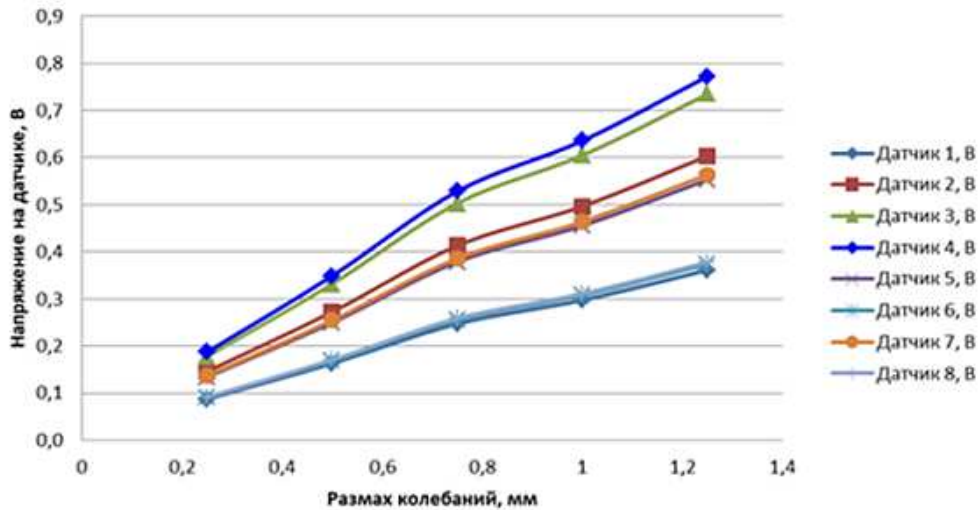


Рисунок 6. Пример тарировочных кривых

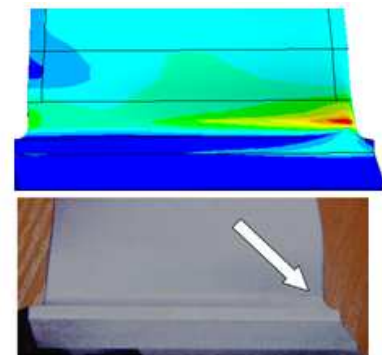
тензодатчиков (мВ) от напряжений в балке (кГ/мм^2), по которой определялся коэффициент пересчёта электрических напряжений в механические.

Для определения предела выносливости σ_{-1} лопаток испытания проводились стандартным методом на базе $2 \cdot 10^7$ циклов колебаний. Усталостные испытания останавливались при снижении резонансной частоты на 1% от начального значения частоты колебаний по первой изгибной форме. Трещины в лопатках выявлялись с помощью метода цветной дефектоскопии. Количество лопаток в каждом испытываемом комплекте составляло 15 штук.

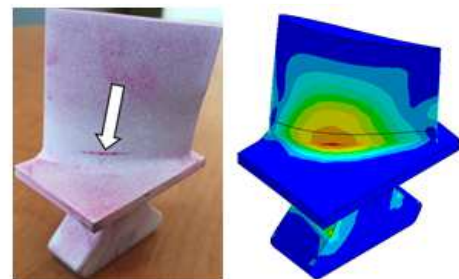
В настоящее время проводится работа по верификации расчётного распределения динамических напряжений с экспериментальным. Однако уже сейчас можно сказать, что зона зарождения и развития усталостных трещин хорошо коррелируется с зоной максимальных вибронапряжений, полученных расчётным методом.

На рисунке 8 показаны результаты испытаний рабочих лопаток.

Из результатов испытаний лопаток 8 и



а) 6 степень



б) 11 степень

Рис. 7 – Область зарождения усталостных трещин и расчётная область максимальных вибронапряжений

11 ступеней видно, что лопатки из отечественного материала ЭИ-961Ш имеют пределы выносливости выше, чем при использовании оригинального материала на 24% и 14% соответственно. Испытания лопаток 6 степени из отечественного материала проводятся в настоящий момент и ещё не завершены, но по предварительным

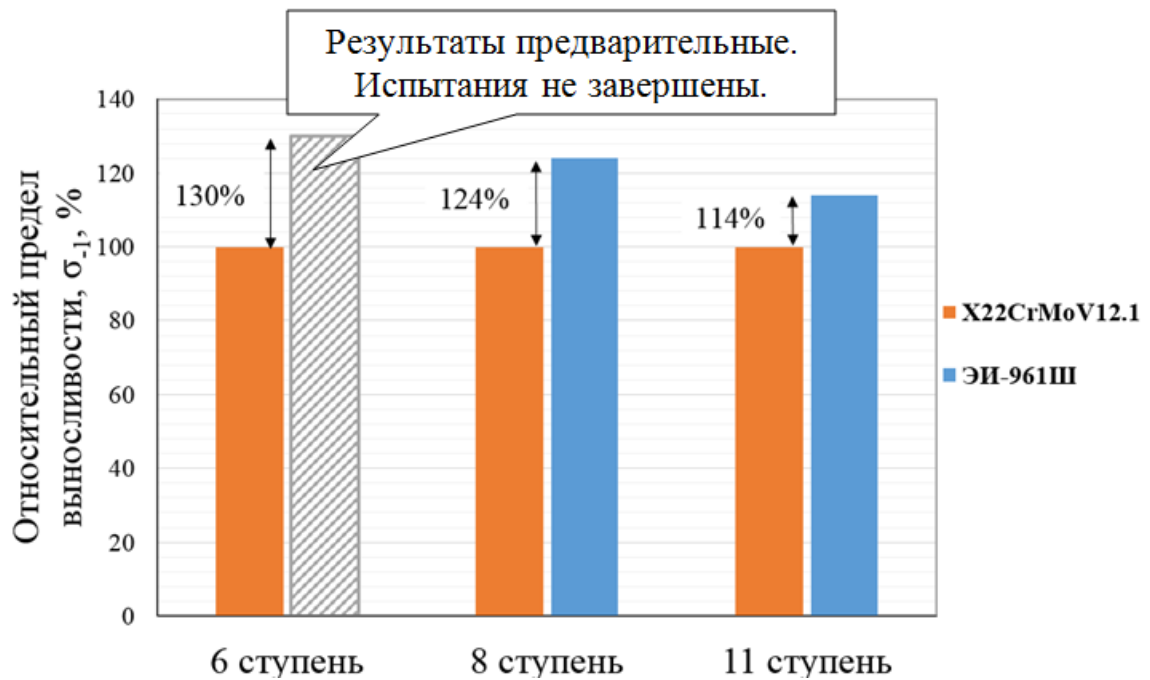


Рисунок 8. Результаты усталостных испытаний



Рисунок 9. Локализованный ротор газогенератора MS5002E

данным их предел выносливости выше лопаток из оригинального материала на 30%.

В 2018 году локализованный ротор газогенератора пройдёт длинноцикловые натурные испытания в составе

ГПА-32 «Ладога» на одной из действующих станций магистрального газопровода «Ямбург-Тула 1» – КС «Вавожская». Монтаж локализованных узлов и деталей синхронизирован с программой технического обслуживания и ремонта ПАО «Газпром» - текущая наработка ГТУ составляет 24 000 часов наработки.

В результате выполнения большого комплекса расчётных, экспериментальных и технологических работ, выполненных АО «РЭП Холдинг» в тесной кооперации со специалистами ОАО «НПО ЦКТИ», решена важная научно-техническая и экономическая задача по локализации в РФ ротора компрессора газогенератора ГТУ MS5002E для ГПА-32 «Ладога».

К ВОПРОСУ О НОРМИРОВАНИИ РАСХОДА ТОПЛИВНОГО ГАЗА ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОР- НЫХ СТАНЦИЙ

В.Ю.Глазунов, Е.Е.Пясецкий (ООО «Газпром добыча Надым», г. Надым, Россия)

Наибольшая энергоёмкость имеет место на промыслах, обрабатывающих низконапорный газ с последующей подачей его в магистральные газопроводы. При этом на долю дожимных компрессорных станций (ДКС) приходится до 90 % топливно-энергетических ресурсов. Нормирование, учет и анализ расхода природного газа на собственные нужды ДКС являются одним из основных направлений сокращения затрат природного газа. В настоящее время для добывающих организаций действует методика СТО Газпром 3.1-2-006-2008 [1] по расчету фактического расхода природного газа по всем статьям расхода

для осуществления анализа и контроля эффективного использования природного газа на собственные технологические нужды (СТН) добывающей организации. В целях проверки эффективного использования природного газа на СТН специалисты ООО «Газпром газнадзор» периодически проводят энергоаудит на основе методики СТО Газпром газнадзор 04-032-2009 [2] для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) - основного газоиспользующего оборудования ОАО «Газпром».

Приведенные выше методики имеют разные подходы:

1. При нормировании и планировании расхода топливного газа на компримирование расчет проводится относительно номинальных показателей при переходе к максимально возможному режимному значению для данного типоразмера ГПА с учетом нормативных допусков и корректирующих коэффициентов. Такая методика эффективна при ограниченном наборе технологической информации, но имеет меньшую точность и не позволяет выявлять причины перерасхода топливного газа по неоптимальным режимам и ухудшению технического состояния ГПА.

2. При проведении энергетических обследований расчет проводится по фактическим параметрам работы ГПА при сравнении с номинальными показателями на основе дроссельных характеристик газотурбинной установки (ДХ, ГТУ) и газодинамических характеристик центробежного компрессора (ГДХ, ЦБК). Далее проводится оценка технического состояния и неоптимальность режимов, выявляются причины перерасхода топливного газа.

Таблица 1. Сравнение методик расчета нормативного расхода топливного газа

ДКС	КС МГ
Нормативный расход топливного газа гКЦ, м ³ : $P_{ТГ}^{КЦ} = \frac{H_{ТГ}^{КЦ} \cdot L_n^{КЦ}}{K_{\varepsilon}}$, где calorific coefficient $K_{\varepsilon} = \frac{q_p^h}{q_{v.T}^h} = \frac{q_p^h}{7000}$.	
Удельный расход топливного газа КЦ, кг у.т./(кВт·ч): $H_{ТГ}^{КЦ} = H_{ТГ}^o \cdot K_{\kappa}$, где $H_{ТГ}^o$ - индивидуальная норма удельного расхода топливного газа ГПА.	
Политропная работа сжатия КЦ, кВт·ч: $L_{П}^{КЦ} = 320,25 \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot Q_{КЦ} \cdot (\varepsilon^{0,3} - 1)$.	
Коэффициент, учитывающий влияние атмосферных условий и нормируемый уровень загрузки ГПА: $K_a = 1,02 + 0,0025 (t_a + 5)$.	
Коэффициент, учитывающий влияние условий эксплуатации котлов-утилизаторов: $K_y = 1 + 0,025 \cdot \frac{n_y}{n_p}$	
Коэффициент, учитывающий изменение режимных факторов работы ДКС $K_{ДКС} = K_{пол} \cdot K_3 \cdot K_{\delta}$, где <ul style="list-style-type: none"> • коэффициент, учитывающий изменение политропного КПД компрессора в зависимости от установленных СПЧ $K_{пол} = f(\varepsilon)$; • коэффициент, учитывающий изменение загрузки ГПА $K_3 = 0,75 + 0,25 \cdot \frac{P_{20}}{P_2}$; • коэффициент, учитывающий степень байпасирования природного газа: $K_{\delta} = \frac{Q_{ГПА}^{min} \cdot n_p}{Q_{КЦ}}$ Коэффициент коррекции: $K_K = K_a \cdot K_y \cdot K_{ДКС}$	Коэффициент, учитывающий влияние модификаций СПЧ: $K_n = \frac{\eta_{n_0}}{\eta_{СПЧ_0}}$, где η_{n_0} - номинальный политропный КПД ЦБК; $\eta_{СПЧ_0}$ - номинальный политропный КПД СПЧ в соответствии с ТУ на поставку. Коэффициент коррекции: $K_K = K_a \cdot K_y \cdot K_n$

Практика многочисленных расчетов показывает, что из-за методических упрощений и массива различных корректирующих коэффициентов, при

использовании обобщенных зависимостей для всех типов ГТУ и СПЧ ЦБК, создаются условия по неопреде-

лётности оценки перерасхода топливного газа.

Для возможности сравнения методик в табл. 1 представлен алгоритм расчета нормативного расхода топливного газа газотурбинных ГПА для ДКС по СТО Газпром 3.1-2-006-2008 и для компрессорных станций магистральных газопроводов (КС МГ) по СТО Газпром 3.3-2-024-2011 [3].

Примечание: обозначения и индексы по СТО [1, 3].

Сравнение формул показывает, что в методике для ДКС предлагается дополнительное повышение индивидуальной нормы ГПА на величину влияния режимных факторов ДКС: на коэффициенты загрузки ГПА K_3 , изменения политропного КПД ЦБК $K_{пол}$ и байпасирования K_6 .

Стоит заметить, что в индивидуальную норму удельного расхода топливного газа ГПА $N_{ГТ}^o$ уже входит допуск на неоптимальность режимов ЦБК $K_{РЕЖ}^{ЦБК}$. При повторном внесении в алгоритм расчета коэффициента режимных факторов ДКС с запасом исключается перерасход топливного газа из-за неоптимальности режимов ЦБК.

Коэффициент, учитывающий изменение режимных факторов работы ДКС $K_{ДКС}$ ранее использовался в РД 153-39.0-112-2001 [4], определялся по статистической функции от наработки существующей схемы, который в процессе эксплуатации должен уменьшаться. Такой сценарий изменения режимов работы ГПА объясняется тем, что сначала периода эксплуатации ДКС ГПА не загружены - имеется запас по мощности и напору, далее в

$$K_a^* = K_a \cdot K_3 = K_{обл} \cdot \left(0,75 + \frac{0,25}{K_{3AG}} \left(\frac{273,15 + t_a}{288,15}\right)^{0,5}\right) \cdot \frac{P_a}{760}$$

зависимости от стадии разработки месторождения появляется дефицит по напору, мощности и помпажному запасу. Таким образом, режимы работы ДКС изначально удалены от оптимума по внешним условиям: в зависимости от темпов отбора газа при падении пластового давления по годам разработки месторождения. Поэтому при нормировании расхода топливного газа на компримирование должно исключаться требование по оптимальности режимов для ГПА ДКС.

При анализе расчетных соотношений для коэффициентов изменения политропного КПД ЦБК и изменения загрузки ГПА установлено, что они не подобны общепринятым коэффициентам режима ГТУ и ЦБК $K_{РЕЖ}^{ГТУ}$, $K_{РЕЖ}^{ЦБК}$. Сделанные методические упрощения не позволяют корректно по одному значению давления газа на выходе ЦБК P_2 определить степень загрузки ГТУ K_{3AG} , а по фактической степени сжатия (отношению давлений) ε политропный КПД ЦБК $\eta_{пол}$.

Поэтому рекомендуется использовать коэффициент, интегрально учитывающий параметры атмосферного воздуха и степень загрузки ГТУ в явном виде:

$$\text{где } K_{3AG} = \frac{N_e}{N_e^0} - \text{степень загрузки ГТУ}$$

относительно номинального значения, $K_{обл}$ - коэффициент влияния отборов воздуха на противообледенительную систему,

P_a - барометрическое давление воздуха, мм.рт. ст.

Для оценки степени загрузки ГТУ эффективную мощность ГТУ возможно определить:

- - по измерителю крутящего момента;
- - по параметрам компримирования;
- - по газодинамическим характеристикам (ГДХ) ЦБК;
- - по дроссельным характеристикам ГТУ;
- по параметрам и диаграмме режимов ГТУ.

Коэффициент изменения политропного КПД ЦБК $K_{пол}$ должен быть обратно пропорционален коэффициенту режима ЦБК $K_{РЕЖ}^{ЦБК}$ с учетом допуска в индивидуальной норме $H_{ТТ}^o$ и является функцией от приведенной степени сжатия $\varepsilon_{пр}$ или приведенной объемной производительности $Q_{лпр}$. Для расчета коэффициента байпасирования рекомендуется определять минимальную производительность ГПА на основе помпажных тестов или ГДХ ЦБК. Коэффициент, учитывающий влияние модификаций СПЧ для КС рекомендуется также использовать в методике для ДКС, так как замена СПЧ ЦБК является основным технологическим развитием ДКС.

Для повышения точности расчета политропной работы сжатия $L_{II}^{КЦ}$ предлагается использовать формулу без упрощений. Политропную работу сжатия $L_{II}^{КЦ}$ по определению выразим через удельную политропную работу $l_{yд}$ по формуле [5]:

$$L_{II}^{КЦ} = 24 \cdot l_{yд} \cdot Q_{КЦ},$$

$$l_{yд} = \frac{N_e \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{пол}}{q_k} = \frac{4 \cdot H_n}{R}.$$

Политропный напор ЦБК определяется по известному соотношению для начальных или средних параметров компримирования:

$$H_n = \frac{Z_1 \cdot R \cdot T_1}{m_v} (\varepsilon^{m_v} - 1) = \frac{Z_{cp} \cdot R \cdot T_1}{m_T} (\varepsilon^{m_T} - 1).$$

Выполним подстановку политропного напора, получаем точное выражение для политропной работы сжатия:

$$L_{II}^{КЦ} = 96 \cdot \frac{Z_1 \cdot T_1}{m_v} Q_{КЦ} (\varepsilon^{m_v} - 1) = 96 \cdot \frac{Z_{cp} \cdot T_1}{m_T} Q_{КЦ} (\varepsilon^{m_T} - 1)$$

При объемном коэффициенте политропы $m_v = 0,30$, получаем упрощенное расчетное соотношение:

$$L_{II}^{КЦ} = 320 \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot Q_{КЦ} \cdot (\varepsilon^{0,3} - 1).$$

Стоит отметить, что при этом коэффициент пропорциональности 320 не равен 320,25. Возможно это результат округления коэффициентов в существующих методиках. Объемный коэффициент политропы зависит от параметров компримирования, что может увеличивать погрешность определения политропной работы сжатия по упрощенной формуле.

Объем компримированного газа $Q_{КЦ}$ равен или больше объема добычи газа, должен определяться как накопленное значение за рассматриваемый период с учетом принятой технологии добычи и подготовки газа. Например, необходимо учитывать в материальном балансе рециркуляционные потоки: расход газа регенерации и охлаждения адсорбционных УКПГ, закачку газа в межтрубное пространство скважин и т.д.

Далее рассмотрим взаимосвязь между показателями энергоэффективности компримирования газа. Удельный расход топливного газа компрессорно-

го цеха определяется как показатель энергоэффективности, характеризующий величину расхода природного газа, сжигаемого в газотурбинных установках компрессорного цеха, для компримирования газового потока на единицу выполняемой политропной работы сжатия за расчетный период. Удельный расход топливного газа $H_{ГТ}^{КЦ}$ пропорционален индивидуальной норме расхода ГПА через коэффициент коррекции K_{κ} и обратно пропорционален фактическому КПД ГПА $\eta_{\phi}^{ГПА}$:

$$H_{ГТ}^{КЦ} = \frac{P_{ГТ}^{КЦ} \cdot K_{\varepsilon}}{L_n^{КЦ}} = H_{ГТ}^o \cdot K_{\kappa} = \frac{860}{7000 \cdot \eta_{\phi}^{ГПА}}.$$

КПД ГПА является условным показателем энергоэффективности, который не регламентируется в нормативно-технической документации, но интегрально отражает эффективность ГТУ и ЦБК в целом. В отраслевых методиках при расчете КПД ГПА пренебрегают значением механического КПД ЦБК, ошибочно допускают его вклад в значение политропного КПД. В некоторых случаях дополнительно необходимо учитывать вклад КПД мультипликатора (редуктора). Таким образом, фактический КПД ГПА равен:

$$\eta_{\phi}^{ГПА} = \eta_{e\phi} \cdot \eta_{пол\phi} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ред}.$$

Индивидуальная норма удельного расхода топливного газа $H_{ГТ}^o$ для каждого типоразмера ГПА рассчитана для следующих регламентированных условий:

- номинальные параметры ГПА: эффективный КПД ГТУ η_{e0} , политропный КПД ЦБК $\eta_{пол0}$ определены в

станционных условиях в соответствии с ТУ;

- КПД ГТУ принят с учетом нормативного значения коэффициента технического состояния $K_{ГТ}^{ГТУ}$,

- КПД ЦБК принят с учетом нормативного значения коэффициента технического состояния и коэффициента режима $K_{\eta}^{ЦБК}$, $K_{РЕЖ}^{ЦБК}$;

- поправки на другие эксплуатационные факторы.

На рис. 1 для всего парка ГПА отображено распределение индивидуальных норм от номинальных значений КПД ГПА, а также нанесены границы с допусками. В качестве границы допуска интересно сравнить требования СТО Газпром газнадзор 04-032-2009 по минимальному значению коэффициентов режима и технического состояния для ГТУ и ЦБК (0,95):

$$K_K^H = \frac{1}{K_{РЕЖ}^{ЦБК} \cdot K_{\eta}^{ЦБК} \cdot K_{РЕЖ}^{ГТУ} \cdot K_{\eta}^{ГТУ}} = 1,23.$$

Из рис. 1 следует, что при уменьшении КПД ГПА увеличивается коэффициент допусков K_K^H , превышающий минимальное значение коэффициентов режима и технического состояния. Превышение допуска нормы по СТО Газпром газнадзор 04-032-2009 объясняется меньшим значением коэффициентов технического состояния для ГПА с высокой наработкой, не имеющих свойств полного восстановления технического состояния после технического обслуживания и ремонтов. При высоких значениях КПД имеется запас относительно границы с допусками, так в расчет индивидуальной нормы ГПА не входит допуск на неоптимальность режима ГТУ $K_{РЕЖ}^{ГТУ}$. Вы-

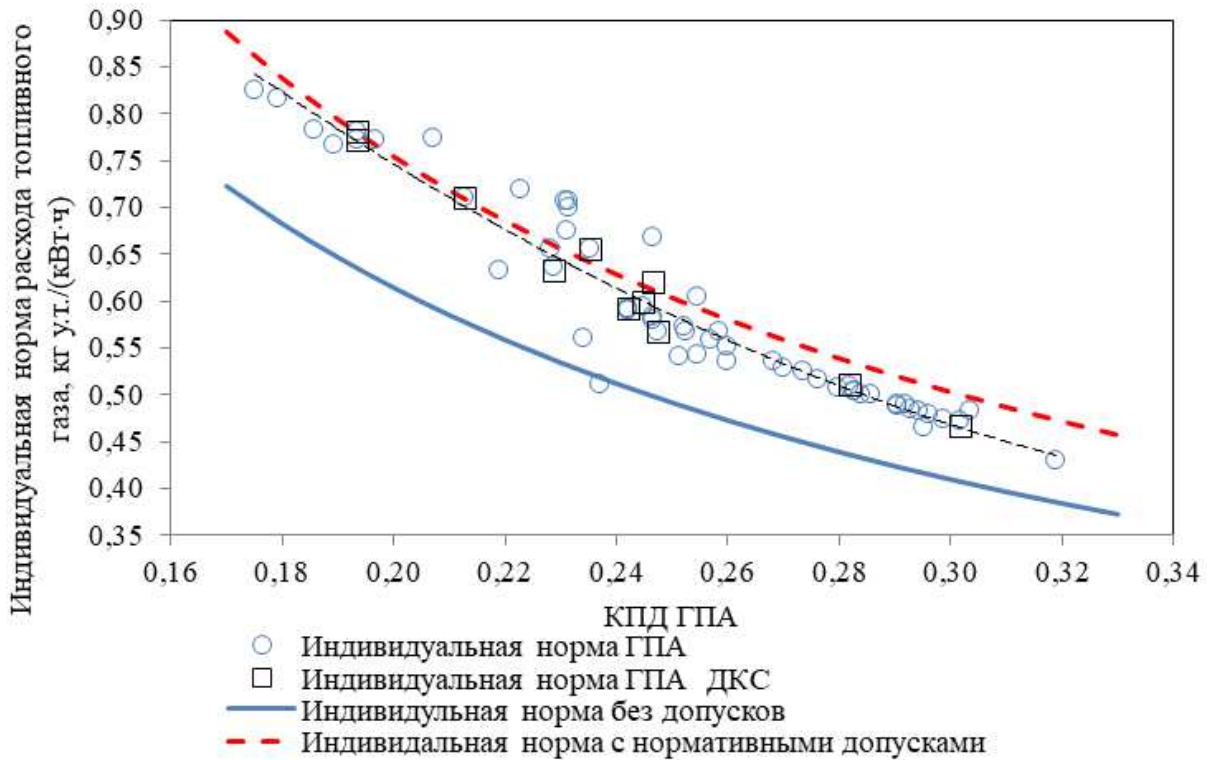


Рисунок 1. Индивидуальная норма расхода топливного газа для парка ГПА

падают значения некоторых типов ГПА с минимальным или с нулевым допуском, возможно по ним представлены некорректные сведения в [3].

Для вновь вводимых ДКС, а также при реконструкции и модернизации ГПА могут быть не представлены индивидуальные нормы ГПА в методике СТО. В действующих отраслевых стандартах отсутствует методика расчета индивидуальных норм, кроме коэффициента модификации СПЧ для КС МГ. При обращении к справочным данным [5] авторами предложен алгоритм уточнения индивидуальной нормы ГПА. Индивидуальная норма удельного расхода топливного газа является функцией от номинального КПД ГПА с учетом коэффициентов, учитывающих различные допуски:

$$H_{ГП}^o = \frac{860}{7000 \cdot \eta^{ГПА}}$$

$$\eta^{ГПА} = \eta_{e0} \cdot \eta_{но.л0} \cdot \eta_{мех} \cdot \frac{1}{K_{ГТУ}} \cdot K_{\eta}^{ЦБК} \cdot K_{РЕЖ}^{ЦБК} \cdot K_{УТ},$$

где:

$K_{ГТУ}$ - нормативное значение коэффициента технического состояния ГТУ по топливному газу;

$K_{\eta}^{ЦБК}$ - нормативное значение технического состояния по политропному КПД ЦБК;

$K_{РЕЖ}^{ЦБК}$ - нормативное значение коэффициента режима ЦБК;

$K_{УТ}$ - коэффициент потерь (утечек) в топливном коллекторе, должен быть равен 1,0 по требованиям промышленной безопасности.

Для исключения методических допущений и погрешностей определения корректирующих коэффициентов авторами предложен переход от использования обобщенных характеристик к

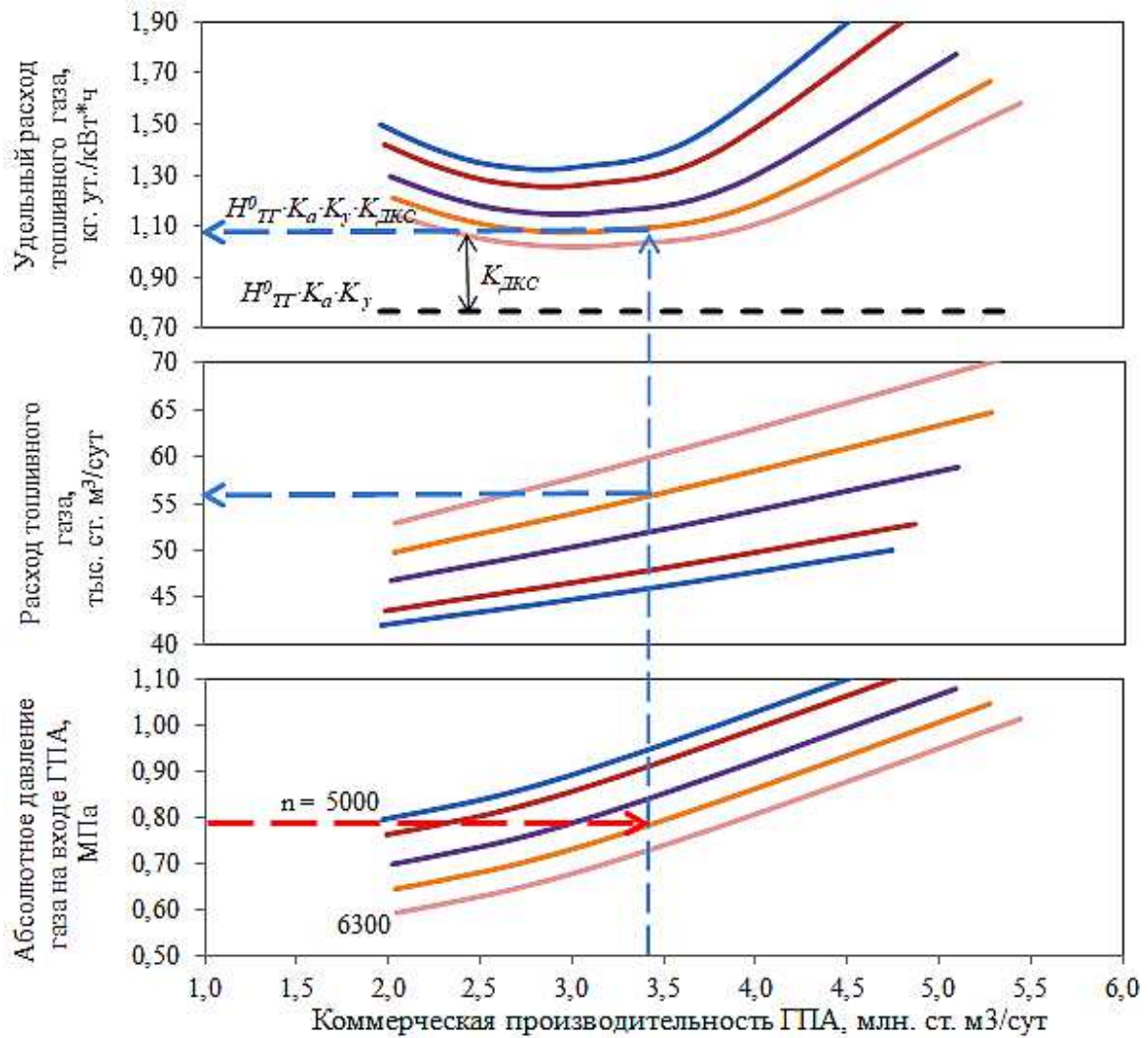


Рисунок 2. Топливо-энергетические характеристики ГПА ГТН-6 с КМЧ 1,95 при $P_2=1,40$ МПа, $t_a=-15$ °С

индивидуальным характеристикам ГТУ и ЦБК на основе их синтеза в виде топливо-энергетических характеристик ГПА. Суть методики заключается в моделировании режимов работы ДКС на основе фактических дроссельных характеристик ГТУ и ГДХ ЦБК при заданных условиях и нормативном значении технического состояния. Наибольший интерес представляют результаты в графическом виде, рис. 2. На основе фактических ГДХ ЦБК по параметрам компримирования определяется политропный КПД и внутренняя мощность ЦБК. Далее определяются эффективная мощность

ГТУ, фактический расход топливного газа и эффективный КПД ГТУ для заданных атмосферных условий. При полученных значениях политропного КПД ЦБК и эффективного КПД ГТУ определяется КПД ГПА с учетом механических потерь и строится характеристика абсолютного и удельного расхода топливного газа ГПА для диапазона ГДХ ЦБК. Это решение позволяет проверить коэффициент $K_{ДКС}$, т.е. провести уточнение значений коэффициентов по методике СТО [1].

Выводы:

1. Методические упрощения алгоритмов и применение различных корректирующих коэффициентов, использование обобщенных характеристик

ГПА решают задачу унификации методик при минимальном наборе исходных данных, но при этом создают условия по неопределённости оценки эффективности использования топливного газа на компримирование.

2. Действующая методика СТО Газпром 3.1-2-006-2008 для добывающих предприятий требует доработки в части совершенствования алгоритмов по определению коэффициентов режима ГТУ и ЦБК для корректировки исходной нормы. Рекомендуется разработчикам СТО обновить сведения для различных типоразмеров ГПА и модификаций применяемых СПЧ.

3. Анализ распределения норм удельного расхода по всем типам ГПА подтвердил неравномерность допусков. Требования по минимальному значению коэффициентов режима и технического состояния ГТУ и ЦБК по СТО Газпром газнадзор 04-032-2009 отличаются от значений допусков в индивидуальных нормах удельного расхода. Рекомендуется разработчикам СТО привести индивидуальные нормы удельного расхода газа к единым требованиям и допускам.

4. Непрерывное технологическое развитие ДКС приводит к многообразию типоразмеров ГПА и модификаций СПЧ. Авторами предложен алгоритм уточнения индивидуальной нормы удельного расхода.

5. Для повышения точности определения удельного и абсолютного расхода

топливного газа на компримирование авторами предложен переход к индивидуальным характеристикам ГТУ и ЦБК на основе их синтеза в виде топливно-энергетических характеристик ГПА.

6. При проведении мониторинга за эффективным использованием природного газа на СТН рекомендуется проводить анализ среднесуточных значений параметров вместо среднемесячных, так как на конечный результат существенно влияет динамика режимов работы и изменение схемы компримирования. Такой подход делает решение задачи более трудоемким, но может быть реализован на основе информационно-аналитических систем.

Литература:

1. СТО Газпром 3.1-2-006-2008 Методика определения нормативов расхода газа горючего природного на собственные нужды добывающих предприятий ОАО «Газпром».

2. СТО Газпром газнадзор 04-032-2009 Инструкция по экспресс-оценке показателей энергоэффективности газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.

3. СТО Газпром 2-1.20-122 – 2007 Методика нормирования расхода природного газа на собственные технологические нужды и технологические потери магистрального транспорта газа.

4. РД 153-39.0-112-2001 Методика определения норм расхода и нормативной потребности в природном газе на собственные технологические

нужды магистрального транспорта газа.

5. Справочник работника газовой промышленности/ Волков М.М., Михеев А.Л., Конев К.А., 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1989.

К ВОПРОСУ О СОКРАЩЕНИИ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ С ДОЖИМНЫМИ КОМПРЕССОР- НЫМИ СТАНЦИЯМИ

*А.В.Смирнов (ООО«ГРОССМАНН РУС»,
Санкт-Петербург, Россия)*

Производство газоперекачивающих агрегатов (ГПА) в исторически сложившемся понимании данного вида оборудования началось с блочно-контейнерного агрегата мощностью 6,3МВт. Серийное производство таких агрегатов достигло своего максимума в начале 80^х годов прошлого века. В то же время уже стало ясно, что укрупнение мощностей ГПА ведет к повышению надежности агрегата и обеспечивает ввод больших мощностей в соответствии с растущими потребностями страны в природном газе.

Под данный экономический запрос был создан ГПА мощностью 16МВт (самая распространённая модель ГПА), а на последующих этапах были созданы ГПА мощностью 25МВт и 32МВт. Смещение районов строительства в северные широты нашей страны, а также из-за стремления обеспечить удобство эксплуатации привело к тому, что ГПА в ангарном укрытии стало вытеснять ГПА блочно-контейнерного исполнения. Последнее привело к росту капитальных затрат.

Параллельно с развитием сети линейной части магистральных газопроводов создавалась и расширялась база нормативных документов, регламентирующих требования к надежности вводимого в эксплуатацию оборудования.

Для линейной части магистральных газопроводов срок службы составляет не менее 25 лет /ГОСТ 34027-2016 «Система газоснабжения. Магистральная трубопроводная транспортировка газа. Механическая безопасность. Назначение срока безопасной эксплуатации линейной части магистрального газопровода/

Исходя из необходимости обеспечивать транспортировку газа в течение всего срока эксплуатации линейной части газопровода срок службы ГПА был максимально приближен к сроку службы трубопровода. Например, в СТО 2-3.5-138-2007 ОАО «Газпром», «Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам» срок службы ГПА предусмотрен 20 лет. Данный подход вполне оправдан для ГПА линейных компрессорных станций.

Повсеместно на научно технических конференциях, посвященных трубопроводному транспорту газа обсуждается вопрос увеличения назначенного среднего ресурса газопровода до 30, 35 и даже 50 лет. Подавляющее большинство газодобывающих компаний России (ОАО «РОСНЕФТЬ», ОАО «ЛУКОЙЛ», ОАО «НОВАТЭК»), переносили (копировали) данные значения срока службы в технические требования на конкурсные процедуры по выбору

оборудования, в т.ч. ГПА, придерживаясь значения не менее 25 лет.

Из рассмотрения типовой картины эксплуатации дожимной компрессорной станции (см. рисунок), на примере Северо-Русского месторождения, Таркосаленефтегаз, ОАО «НОВАТЭК» к планируемые капитальные затраты соответствуют максимальному количеству ГПА (с учетом резерва). При этом только 11 лет из расчетных 25 лет в эксплуатации находится максимальное количества агрегатов. Прием для дальнейшего рассмотрения срок службы ГПА и период работы станции равными значению в 25 лет, в году 8760 часов.

Исходя из графика расхода газа на выбранную станцию и количества работающих ГПА (от 1шт. до 3шт) фактический фонд времени наработки станции составит 450 840 часов, а без учета резерва (непрерывно работают 3шт. ГПА) максимально может составить 650 250 часов. Исходя из количества установленных ГПА (4шт.) располагаемый фонд времени работы станции составляет 867 000 часов, что в почти

в 2 (точно 1,92) раза больше чем фактический фонд времени работы станции. Из данных расчетов следует, что 2 из 4 установленных ГПА не выработают установленный срок службы в 25 лет или по-другому средняя наработка каждого ГПА будет составлять около 50% от установленного срока службы ГПА.

Таким образом при освоении проектов с дожимными компрессорными станциями (на примере Северо-Русского месторождения) имеют место следующие особенности:

- капитальные затраты (поставка оборудования и строительно-монтажные работы) рассчитываются исходя из максимально потребного количества агрегатов в наиболее нагруженные годы (расчетный режим);
- фактическая наработка ГПА меньше установленного срока службы в 25 лет, а также меньше срока эксплуатации станции (месторождения).
- около половины срока использования станции (месторождения) прихо-



Рисунок 1. Эксплуатация дожимной компрессорной станции Северо-Русского месторождения, Таркосаленефтегаз, ОАО «НОВАТЭК».

дится на эксплуатацию 50% установленного оборудования при расходе газа в 3 раза меньше, чем в расчетном режиме.

- С целью сокращения капитальных затрат при реализации проектов с дожимными компрессорными станциями предлагается:

1. Создать стандарт по выбору технических характеристик газоперекачивающего оборудования для дожимающих компрессорных станций (с учетом деградации характеристик оборудования в процессе эксплуатации).

2. Разработку стандарта поручить рабочей группе (эксперты, имеющих опыт в проектировании, разработке конструкторской документации, изготовлении и эксплуатации газоперекачивающего оборудования), работу которой организовать на принципах саморегулирующей организации.

3. В рамках стандарта разработать требования к облику газоперекачивающего оборудования. Ключевая особенность: возможность разборки и повторного монтажа ГПА на новых месторождениях (приведет к некоторому удорожанию оборудования).

4. Для реализации пилотного проекта выбранной проектной организации разработать специальные технические условия (СТУ), оговаривающих основные проектные решения по снижению капитальных затрат, но обеспечивающих безопасную эксплуатацию оборудования компрессорной станции.

Срок разработки стандарта 1 год.

Целевая экономия капитальных затрат – 20%.

Экономический эффект от внедрения изложенных технических решений только для одной компрессорной станции может составить оценочно 1,5 миллиарда рублей.

Развитие данного подхода может обеспечить отказ от капитальных затрат на газоперекачивающее оборудование и переходу к лизинговой модели использования оборудования.

Автор благодарит специалистов ОАО «НОВАТЭК» Васина О.Е. и Боднарука В.В. за плодотворную дискуссию при подготовке материалов данной публикации.

ПЕРСПЕКТИВНОЕ КОМПРЕССОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОГО СЕКТОРА

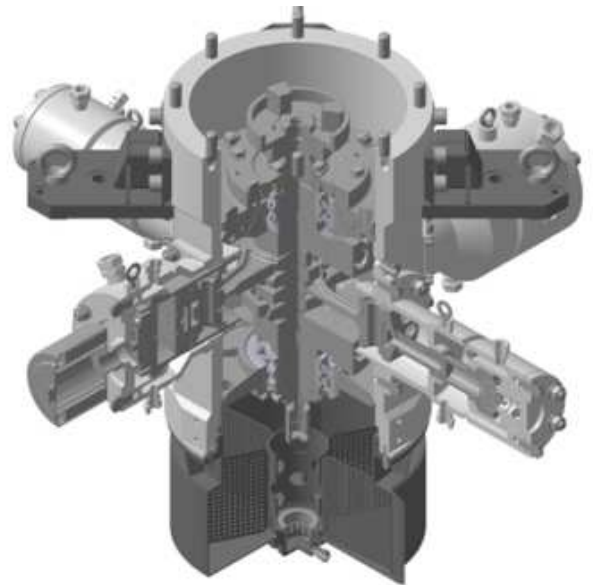
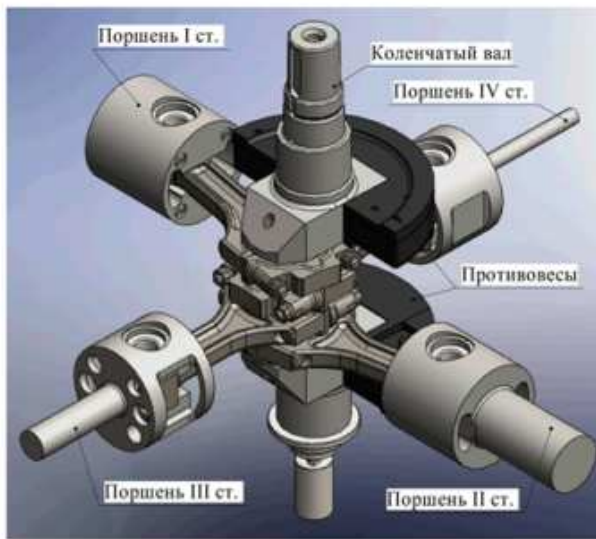
*Л. Г. Кузнецов, Ю. Л. Кузнецов, А. В. Бураков
(АО «Компрессор» Санкт – Петербург, Россия)*

АО «Компрессор» - флагман отечественного компрессоростроения, предприятие, с более чем 140 летней историей, является предприятием с и высоким научно-техническим потенциалом, сохраняющий традиции отечественной инженерной школы, в составе предприятия ЦКБ и завод по серийному выпуску высокотехнологичного компрессорного оборудования. На заводе используется современное технологическое оборудование и создан комплекс уникальных испытательных и измерительных стендов, на которых отрабатываются новые конструкции компрессоров и отдельных узлов. Выполняются научно-исследовательские опытно-конструкторские работы по совершенствованию компрессоров и их элемен-

тов. Создаются агрегаты для очистки воздуха и газов от влаги, масла и механических частиц. Оборудован участок по изготовлению систем автоматического управления для выпускаемого на заводе оборудования.

АО «Компрессор» имеет широчайший ассортимент серийно выпускаемой продукции низкого, среднего и высокого давления, применяемое в маши-

- блочные дожимные компрессорные станции;
- блочные воздушные компрессорные станции;
- блоки фильтров топливного газа;
- сепараторы, водомаслоотделители и фильтры;
- блоки (рефрижераторные, адсорбционные, мембранные) очистки и осуш-



А)

Б)

Рисунок 1. Схема вертикального компрессора:
А) механизм движения; Б) общий вид

ностроение, в металлургии, на транспорте, в строительстве, в медицине, в пищевой и других отраслях:

- компрессоры с конечным давлением от 0,7 до 40,0 МПа (винтовые, поршневые, мембранные);
- мультифазные газовые винтовые компрессоры высокого давления;
- компрессорные станции с полной или частичной автоматизацией;
- установки подготовки импульсного и топливного газа;
- газораспределительные станции;

ки воздуха и других газов с давлением до 40 МПа.

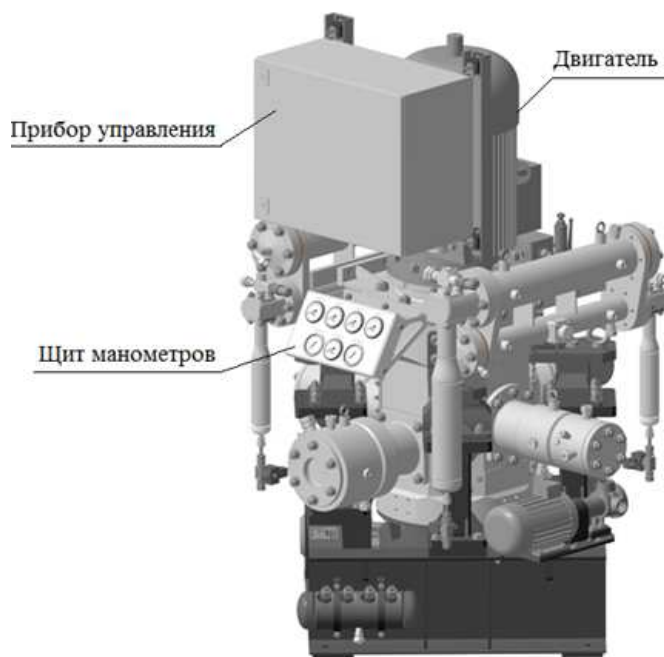
Сотрудничество с эксплуатирующими организациями, знание условий работы производимого оборудования, сочетание опыта и новых технологий позволяют разрабатывать более совершенные аналоги импортного оборудования, создавать инновационную продукцию.

В рамках программы импортозамещения разработана и запущена в серию автомобильная газонаполнительная компрессорная станция (АГНКС-БК150) с увеличенным до 150 количе-

ством заправок в сутки автотранспорта газом. Разработано отечественное оборудование для компактных АГНКС малой производительности (так называемых «мини-АГНКС»), работающих с любым диапазоном давления газа на входе. При этом давление, создаваемое на выходе, соответствует 24,5 МПа, а подготовка и осушка газа производится исходя из

для систем сжатия газа для установки на объектах, где есть ограничения по площади размещения оборудования, что позволяет размещать его в блок-боксах малого объёма и промышленных помещениях с ограниченной площадью, небольших автотранспортных предприятиях и на автотранспорте.

Такая конструкция позволяет достичь



А)



Б)

Рисунок 2. Компрессорная установка: А) 3D-модель; Б) фотография готовой установки

качества сжимаемого природного газа. Так, для нужд газоперекачивающих и газонаполнительных станций АО «Компрессор» разработало поршневой компрессор с вертикальным расположением коленчатого вала (см. рисунках 1 и 2). Компрессор предназначен для сжатия метана или природного газа до конечного давления 24,5 МПа, осушенного и очищенного до требуемых параметров.

Уникальный вертикальный дизайн компрессора специально разработан

высокой уравновешенности компрессора и существенно снизить динамические нагрузки на фундамент, что дает возможность размещения оборудования без дополнительных упрочнений основания. Как следствие, это обеспечивает низкий уровень вибраций и шума.

Компрессор спроектирован для различных давлений на входе. Обладает высокой энергоэффективностью. Для его проектирования применялись специально разработанные математи-

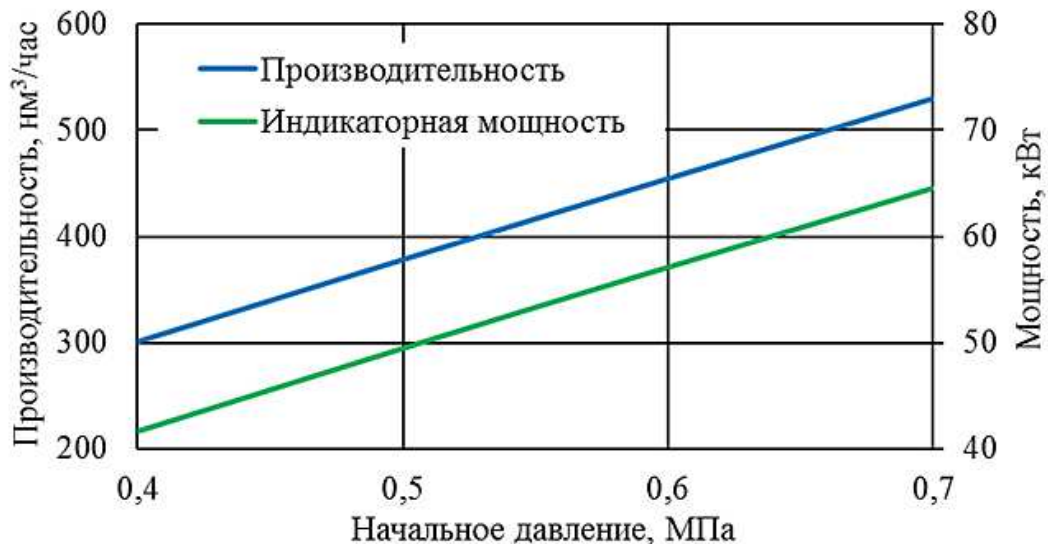


Рисунок 3. Характеристика компрессора

ческие модели, позволяющие учитывать реальность сжимаемого газа и проводить оптимизацию элементов компрессора.

Диапазон изменения по абсолютному начальному давлению изменяется от 0,4 до 0,7 МПа. Компрессор выполнен в герметичном исполнении. Газонаполненный картер компрессора способен выдерживать высокое давление и позволяет возвращать утечки газа обратно в газовую систему.

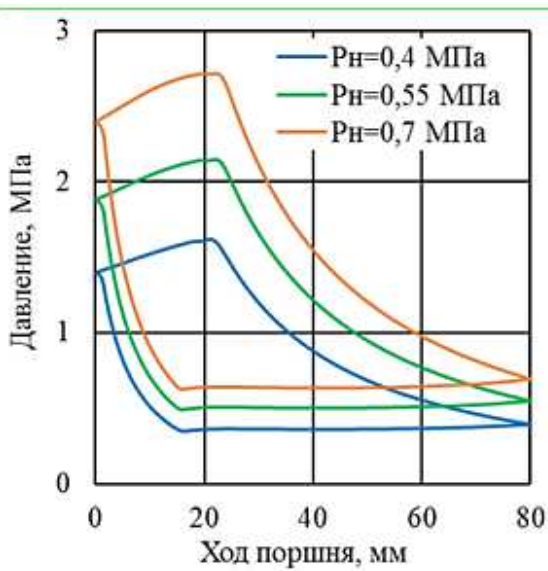
На рисунке 3 приведены характеристики компрессора (зависимость производительности и индикаторной мощности компрессора от начального давления).

Количество ступеней может меняться от двух до четырех. Оптимальные значения степеней повышения давления в цилиндрах обеспечивают низкое тепловыделение и повышенный ресурс цилиндрико-поршневых групп и клапанов.

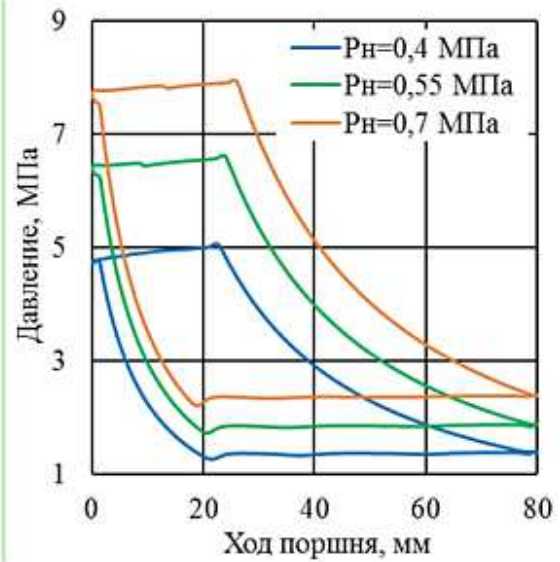
На рисунках 4 и 5 приведены индикаторные диаграммы и диаграммы движения клапанов, которые показывают

влияние давления на входе в компрессор на рабочие процессы, происходящие в цилиндрах, а также его влияние на работу клапанов.

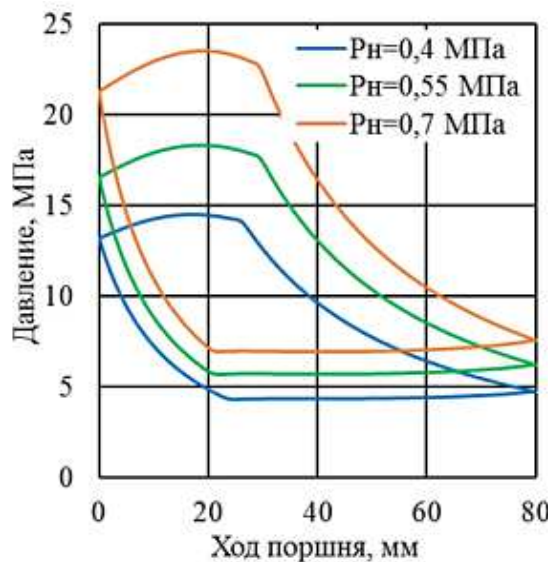
Математическое моделирование компрессора позволяет еще на стадии проектирования учесть и скорректировать возможные негативные последствия работы компрессора на переменных режимах. Из приведенных графиков видно, как меняются параметры компрессора при изменении режима работы. Изменяются промежуточные давления. Работа клапанов на различных режимах отличается как качественно, так и количественно. При этом на рисунке 4 для первой и третьей ступеней приведены диаграммы с оптимизацией параметров клапанов, а для второй и четвертой — без оптимизации. Из графиков видно, что параметры клапанов необходимо тщательно выбирать и оптимизировать их конструкцию. На отдельных режимах может возникать такое явление, как флаттер. Особенно это видно на диаграмме четвертой ступени.



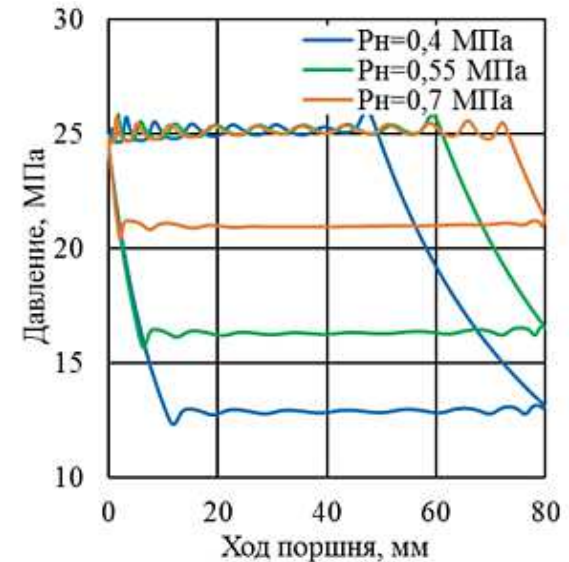
Ступень 1



Ступень 2



Ступень 3



Ступень 4

Рисунок 4. Индикаторные диаграммы по ступеням

Конструкция компрессора удобна в обслуживании. Удобство технического обслуживания, легкость демонтажа и замены узлов позволяет снизить затраты на сервис. Возможность применения в помещениях различной категории по взрыво-пожаробезопасности. Охлаждение может применяться как воздушного, так и водяного типа. Обеспечивается полная автоматизация. Локальный блок управления размещается на компрессоре и предна-

значен для управления основным и вспомогательным оборудованием.

Расчет выполнялся с учетом реальности газа. При высоких давлениях параметры реального метана существенно отличаются от параметров идеального. Это хорошо можно проследить на рисунке 6, на котором приведены графики изменения показателя политропы сжатия. Как видно из рисунка, показатели политроп для ступеней с

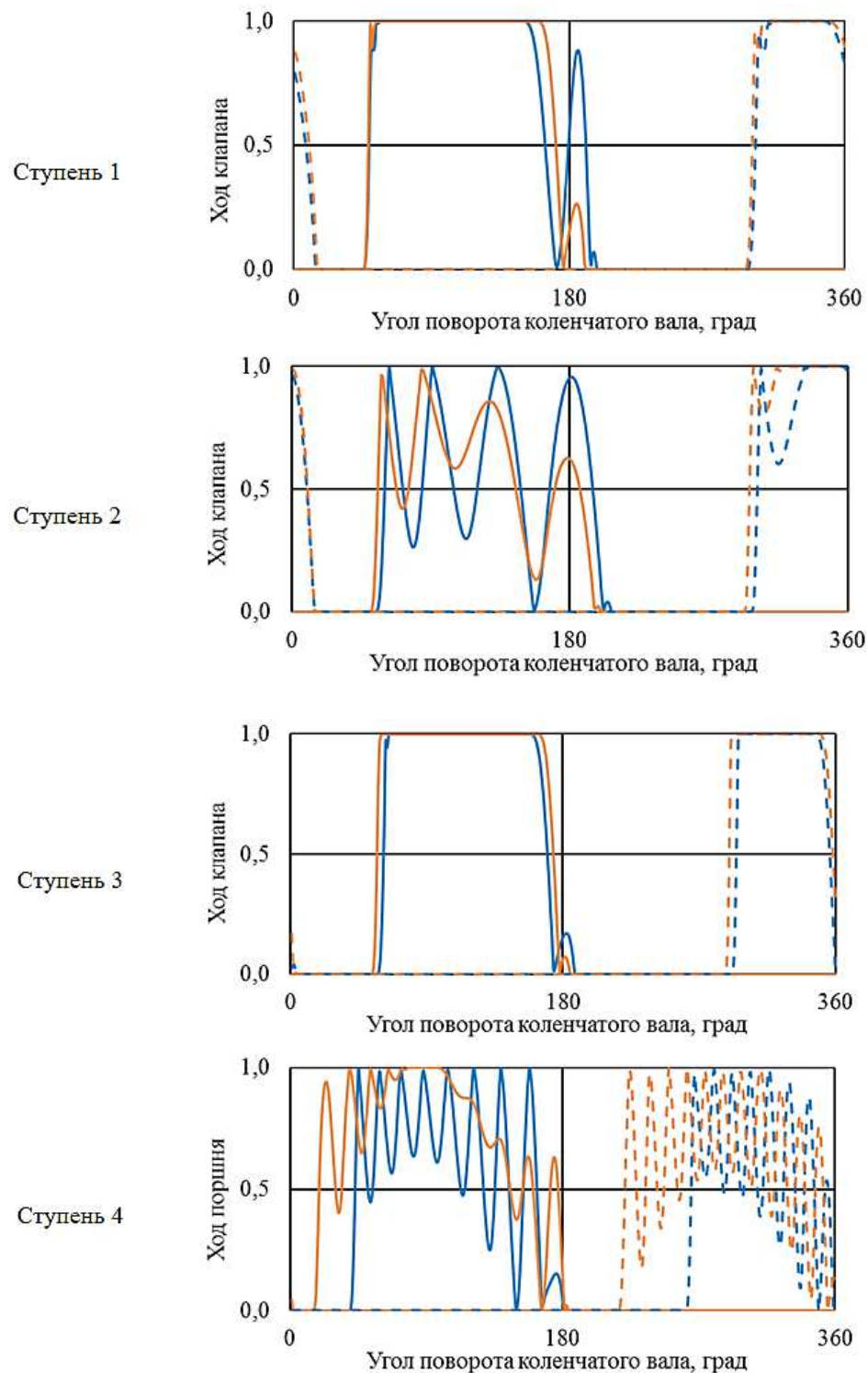


Рисунок 5. Диаграммы движения клапанов

высоким давлением существенно отличаются от показателя адиабаты метана, равного 1,32.

Для совместной работы с компрессором разработан компактный блок очистки и осушки природного газа.

Внешний вид блока осушки приведен на рисунке 7.

Блок осушки содержит два взаиморезервирующих адсорбера, заполненных адсорбентом. Адсорбент располагается слоями и состоит из специально

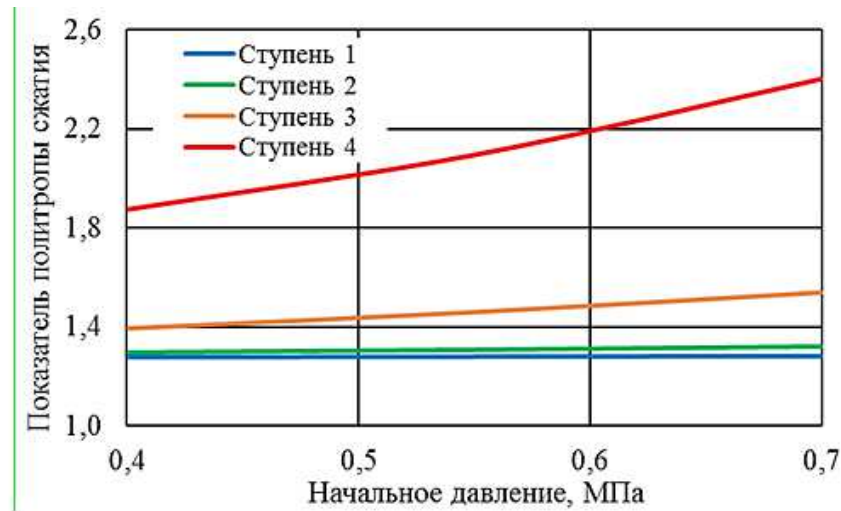


Рисунок 6. Показатели политроп сжатия

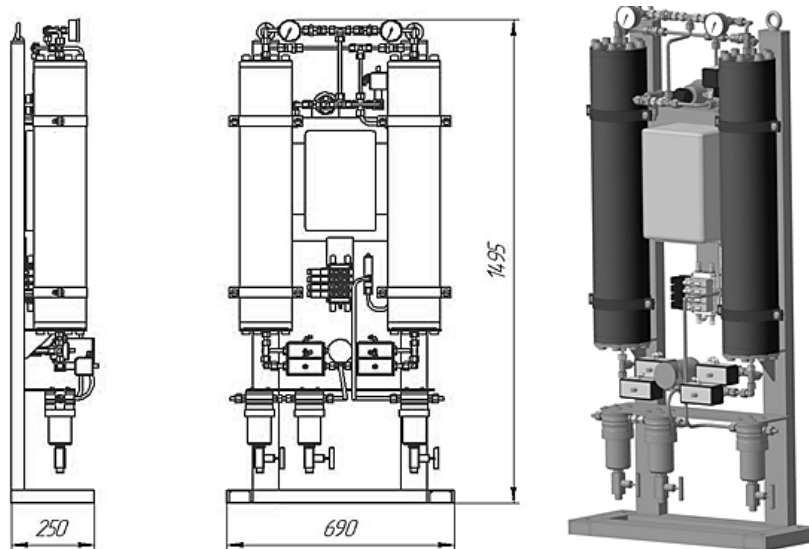


Рисунок 7. Блок осушки и очистки природного газа

рассчитанных слоев модифицированного силикагеля, активного оксида алюминия, молекулярного сита. На входе и выходе в адсорберах установлены дополнительные фильтры.

Блок осушки работает с применением технологии модифицированной короткоцикловой адсорбции (КЦА).

Поступающий в осушитель сжатый газ проходит через циклонный фильтр и далее подается в один из двух адсорберов. В адсорбере газ, протекая через слой адсорбента, осушается до заданных параметров. После адсорбера газ

проходит очистку в концевом фильтре и поступает к потребителю. Рабочий цикл является периодическим и управляется прибором управления. В процессе осушки газа в первом адсорбере – во втором адсорбере проходит регенерация.

Часть газа, поступающего на регенерацию, используется для управления пневмоприводными клапанами блока осушки. Регенерация осуществляется продувкой адсорбента частью осушенного природного газа, который дозированно подогревается в микро-

нагревателе, для компенсации эффекта Джоуля-Томпсона. Данное техническое решение, учитывая высокую равновесную влагоемкость природного газа, при незначительной мощности нагрева (не более 1 кВт) позволяет сократить расход газа на регенерацию с 20-25% до 5-10%. Влагосодержание осушенного природного газа при этом соответствует нормированной температуре точки росы минус 60 °С.

Для снижения потерь газа после регенерации продувочный газ направляется на первую ступень на всасывание компрессора

АО «Компрессор» предлагает поставлять эффективные автомобильные газонаполнительные компрессорные станции на базе разработанного компактного компрессора и блока осушки, на требуемые параметры, с минимальной стоимостью и в максимально короткие сроки.

АО «Компрессор» осуществляет разработку новых видов компрессоров и компрессорного оборудования, осуществляет дальнейшее совершенствование и оптимизацию поршневых компрессоров, элементов и систем компрессорного оборудования для автомобильных газонаполнительных станций, разрабатывает и выполняет проекты любого уровня сложности и готово в дальнейшем решать прикладные задачи для различных отраслей промышленности Российской Федерации.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ КОМПРЕССОРОВ ХЛАДАГЕНТА УСТАНОВОК ПО ПРОИЗВОДСТВУ СПГ

О.Е.Васин, Р.М.Минигулов, В.В. Боднарчук (ПАО «НОВАТЭК», Санкт-Петербург, Россия), Е.Р.Ибрагимов (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия), Д.В.Пашилкин (ООО «УК «Группа ГМС», г. Москва, Россия), В.И.Сумас (Voith Turbo GmbH & Co. KG Office Moskau)

Одной из наиболее актуальных задач нефтегазовой отрасли является создание Российской технологии крупнотоннажного производства СПГ на базе отечественных разработок, реализованных на наших же предприятиях. Основными предпосылками разработки оригинальной отечественной технологии крупнотоннажного производства СПГ являются следующие:

- существующие на текущий момент технологии производства СПГ (Shell-DMR, ConocoPhillips, Linde, Technip и др.) были разработаны и внедрены более полувека назад и за указанный период практически не дорабатывались и не модернизировались. Соответственно, ни одна из них не учитывает последних достижений в области турбо- и компрессоростроения, а также тепло- и массопереноса;
- невысокая эффективность используемых технологий и применяемого технологического оборудования не соответствует требованиям XXI века, что станет гораздо более ощутимо в случае вероятного повышения цен на энергоносители, и в том числе на природный газ;
- высокая металлоемкость оборудования, обусловленная применяемыми технологиями значительно сужает возможности их использования в условиях дефицита

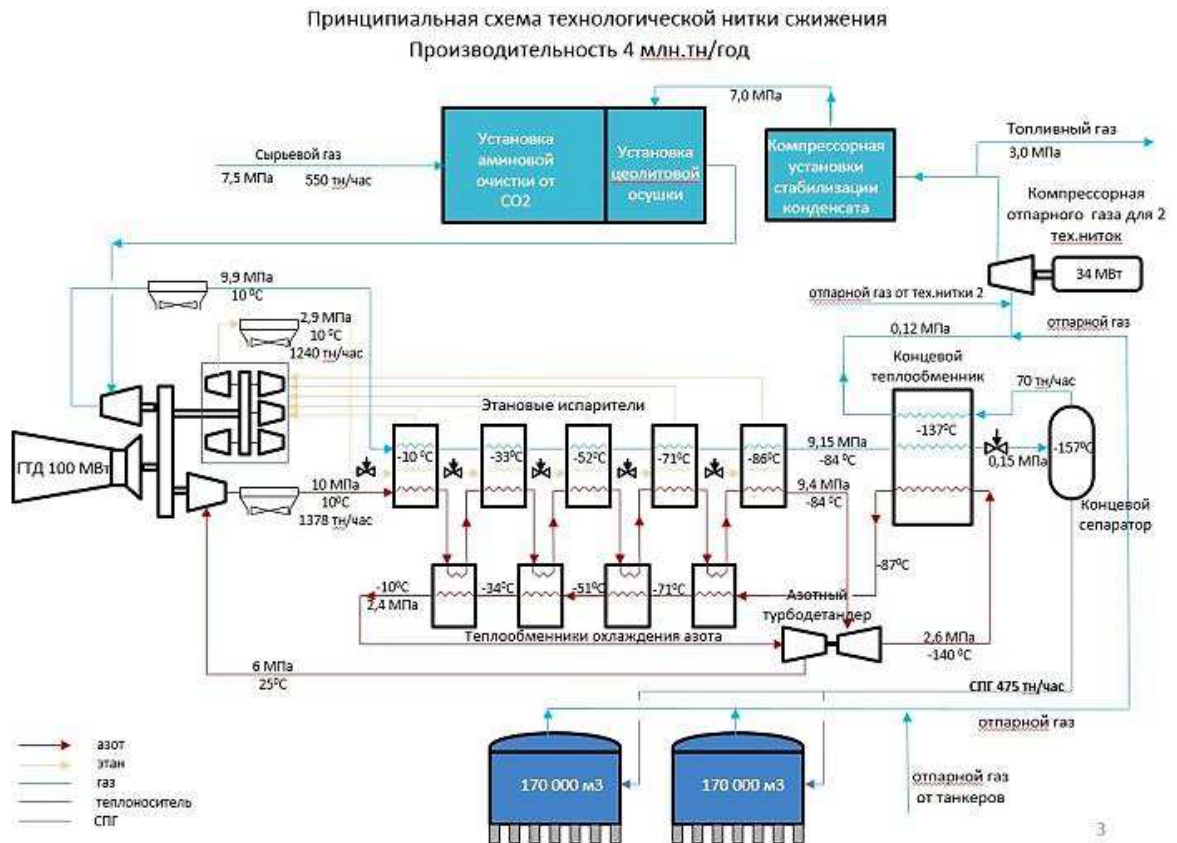


Рисунок 1.

монтажных площадей (в частности на морских платформах) и увеличивает капитальные затраты на реализацию проектов;

- технологии производства СПГ типа Shell-DMR, ConasoPhillips, Linde, Technip в условиях Российской Федерации являются критически импортозависимыми и их использование напрямую сопряжено с существенными рисками, как ценовыми (вследствие изменения соотношения курсов национальных валют), так и санкционного характера, повлиять на которые не представляется возможным;
- предлагаемые на рынке технологии производства СПГ, по сути, являются универсальными и не

учитывают климатических условий в месте установки заводов СПГ, что значительно (особенно для регионов Крайнего Севера РФ, где располагается основная ресурсная база) снижает их эффективность;

- динамичный рост интереса к СПГ на мировых рынках на фоне снижения популярности трубопроводных проектов и требования потенциальных Заказчиков к диверсификации поставок природного газа.

С учетом вышеизложенного, а также в целях обеспечения снижения импортозависимости нефтегазовой отрасли и обеспечения энергетической безопасности России в целом, в ПАО «НОВАТЭК», начиная с 2016 года ве-

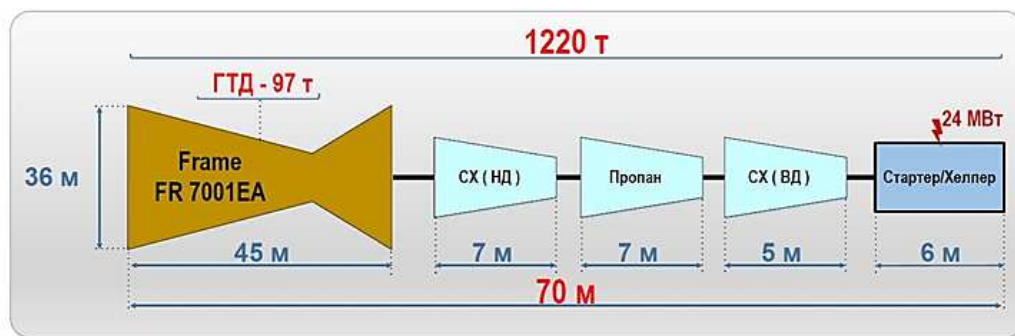


Рисунок 2.

дется активная работа по созданию отечественной технологии производства СПГ «Арктический каскад», основными отличительными особенностями которой являются:

- сжижение при высоком давлении сырьевого газа, обеспечивающее улучшение параметров теплообмена, компактность и низкую металлоемкость установки;
- первый контур предварительного охлаждения этаном до температуры -84°C , что позволяет в полной мере использовать преимущества арктического климата и достичь максимальной эффективности;
- второй контур – переохлаждение азотом до -137°C , что дает возможность применить теплообменники на однофазных средах и отказаться от услуг зарубежных лицензиаров технологий и оборудования.

В технологии «Арктический каскад» (Рис.1.) используются следующие основные физические процессы:

- конденсация этана в воздушных охладителях;
- предварительное охлаждение газа до -84°C в этановых испарителях;

- доохлаждение и переохлаждение газа до температуры -137°C азотом;
- дросселирование переохлажденного газа до атмосферного давления.

Данную технологию производства СПГ целесообразно применять при среднегодовых температурах ниже $+5^{\circ}\text{C}$. При температуре наружного воздуха выше $+20^{\circ}\text{C}$ она малоэффективна.

Однако, для практической реализации указанной технологической схемы потребовалось разработать и изготовить компрессорную установку (КУ), с помощью которой производилось бы компримирование семи различных газов (этана, пяти различных параметров, азота и природного газа). Реализация идеи на трех автономных КУ привела бы не только к значительному усложнению блока компримирования, но и снизило бы надежность работы установки по производству СПГ в целом.

В результате проведенного анализа возможных путей реализации было принято решение разработать и применить интегрированную КУ с приводом от одного ГТД мощностью 25 МВт (ПС-90).

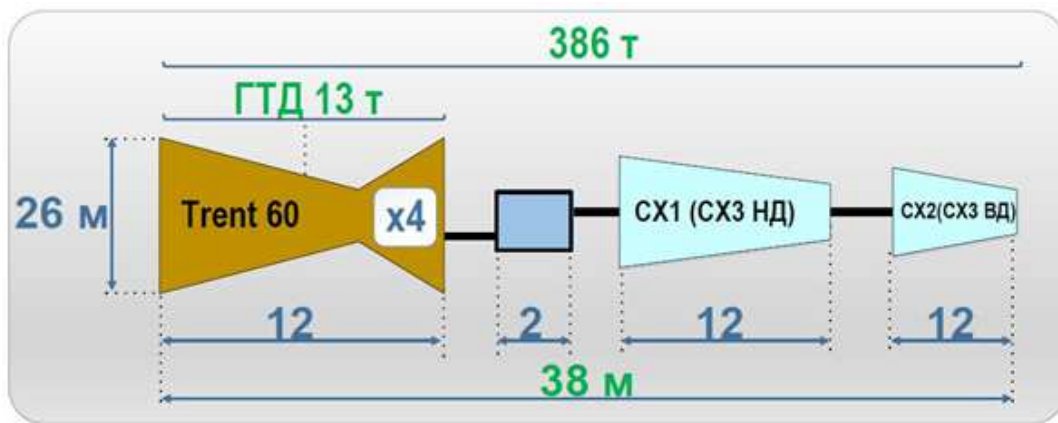


Рисунок 3.

Существующие типовые кинематические схемы компрессоров хладагента установок по производству СПГ (для одновального промышленного ГТД в качестве привода КУ) (Рис.2.) несмотря на известные преимущества:

- широкий опыт применения;
- прямой привод компрессоров;
- простота конструкции.

имели серьезные и многочисленные недостатки:

- сложность технического обслуживания (ТО);
- длинная (порядка 70 м) линия вала;
- невозможность регулирования изменением оборотов (не более 5%);
- одинаковые обороты всех компрессоров;
- значительные массогабариты (невозможность применения на морских платформах);
- большая потребляемая мощность для запуска ГКА (порядка 25 МВт).

Более современные кинематические схемы для многовальных конвертированных ГТД в качестве привода (Рис.3.).

также имеют определенные преимущества:

- относительно короткая линия вала;
- снижение массогабаритов за счет применения мультипликаторов и увеличения номинальных оборотов компрессоров;
- невысокая мощность пускового устройства (менее 1,5 МВт);
- оперативность замены ГТД (порядка 3-х суток);
- возможность достижения более высоких К.П.Д. компрессоров за счет повышения рабочих оборотов.

при сравнимом количестве недостатков:

- в случае применения в технологии «Арктический каскад» потребуются три КУ (природный газ + азот + этан);

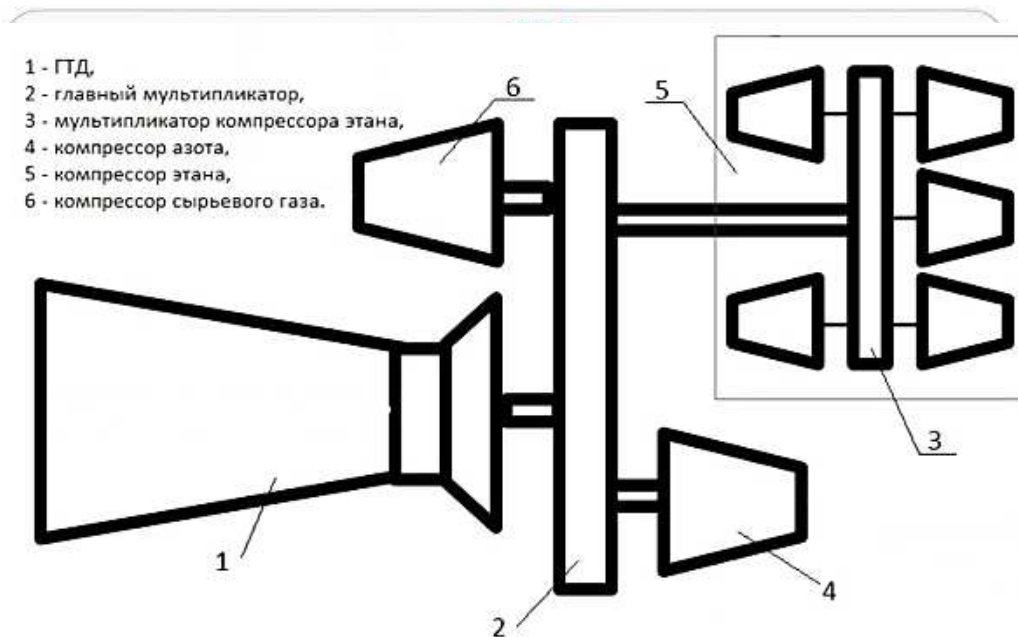


Рисунок 4.

- сложность проведения ТО компрессоров;
- невозможность обеспечения различных оборотов компрессоров;
- взаимное термодинамическое влияние ступеней в однокорпусном компрессоре;
- невысокая «живучесть» КУ в целом.

Исходя из вышеизложенного, а также в целях упрощения конструкции и повышения надежности работы КУ в целом, в процессе разработки было принято решение применить интегрированные КУ на базе многовальных мультипликаторов (Рис.4.):

Очевидные преимущества предлагаемой кинематической схемы заключаются в следующем:

- возможность привода всех компрессоров от одного ГТД;
- различные обороты на номинальном режиме для отдельных ступе-

- ней компрессоров;
- компактность и малая металлоемкость;
- высокая надежность и «живучесть» КУ;
- высокая эффективность отдельных ступеней и КУ в целом;
- простота технического обслуживания;
- короткая линия вала;
- широкий диапазон регулирования по оборотам (70—105% от номинальных);
- отсутствие горизонтальных разъемов корпусов компрессоров;
- единая маслосистема;
- значительные резервы совершенствования и применения;
- Однако, описанная схема не лишена и недостатков:
- сложные и габаритные мультипликаторы;

- наличие механических потерь в мультипликаторах;
- большая емкость маслосистемы;
- инерционность регулирования;
- большое количество запорной и регулирующей арматуры.

С большой долей вероятности можно утверждать, что несмотря на возможность и целесообразность применения одноприводной кинематической схемы с использованием интегрированных КУ на базе многовальных мультипликаторов для мощности ГТУ до 25 МВт, её использование в установке порядка 50 МВт не столь однозначно и подлежит дополнительному рассмотрению и обоснованию.

В соответствии с планами ПАО «НОВАТЭК» установка по производству СПГ «Арктический каскад», производительностью 1 млн.т. в год должна быть введена в работу в 2019 году. По результатам анализа опыта эксплуатации начального периода можно будет сделать вывод о надежности и эффективности предложенных выше технических решений, а также разработать мероприятия по их усовершенствованию.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

*А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков, В.В. Неверов,
А.А. Райков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»,
Санкт-Петербург, Россия)*

Воздушные центробежные компрессоры находят широкое применение во многих отраслях промышленности. Они выполняют как общие задачи – снабжение предприятия сжатым про-

мышленным воздухом для внутренних нужд, так и специфические – подача сжатого воздуха для различных технологических процессов (производство аммиака, воздухоразделение, доменное дутье). Со временем происходит износ деталей агрегата в связи с длительной эксплуатацией, увеличиваются протечки и перетечки воздуха, не обеспечиваются паспортные параметры, а показатели не соответствуют современному уровню энергоэффективности. Параллельно с этим зачастую возникает потребность в изменении параметров назначения машин данного типа: повышение производительности, изменение конечного давления и пр. В данном случае одним из путей решения вышеуказанных проблем является модернизация компрессора [1, 2].

В 2017 году НПФ «ЭНТЕХМАШ» успешно провела модернизацию компрессора типа К500-61-1 и трех компрессоров типа К1500-62-2. Оба типа машин работают в составе воздухо-разделительных установок на предприятиях химической и металлургической промышленности. Модернизация компрессоров производилась с целью повышения их производительности на ~12-18%. Весьма существенное форсирование компрессоров по производительности при условии сохранения штатных корпусов и электродвигателей достигается благодаря совершенствованию проточной части компрессора. Для обеспечения заданных параметров изготовлены новые роторы, диффузоры, диафрагмы. Новые проточные части устанавливаются в штатные корпуса.

Далее приведено более детальное опи

сание модернизаций и преодоления возникших трудностей с помощью нестандартных технических решений.

Компрессор типа К500-61-1

Турбокомпрессорный агрегат (центробежный компрессор типа К500-61-1 с приводным электродвигателем, мультипликатором и вспомогательным оборудованием) предназначен для сжатия и подачи воздуха промышленного назначения. Компрессор выполнен одноцилиндровым, трехсекционным. Каждая секция состоит из 2-х ступеней сжатия. Воздух после каждой секции охлаждается в промежуточном охладителе водяного типа. Для охлаждения воздуха после компрессора предназначен конечной воздухоохладитель. Все первые ступени секций выполнены с канальными диафрагмами (КД). Концевая ступень 1-й секции выполнена с лопаточным диффузором (ЛД), а концевые ступени 2-й и 3-й секции выполнены бездиффузорными. Концевые ступени всех секций имеют сборные камеры переменного сечения (улитки). Привод ком-

прессора – синхронный электродвигатель типа СТД-3150-23УХЛ4» номинальной мощностью 3,15 МВт и частотой вращения $n=3000$ об/мин. Мультипликатор типа РЦОТ-350-2,55-1К повышает частоту вращения до 7625 об/мин. Схема и фотография агрегата представлены на рисунках 1 и 2.

Перед фирмой НПФ «ЭНТЕХМАШ» была поставлена задача провести модернизацию компрессора типа К-500-61-1 в соответствии с целями:

- повышение производительности компрессора (на $\sim 12\%$ относительно проектной);
- снижение конечного давления (с 9 до $6,8 \text{ кгс/см}^2$ абс);
- повышения энергоэффективности.

Параметры компрессора до и после модернизации приведены в таблице 1. Из таблицы видно, что модернизированная проточная часть спроектирована с целью обеспечения необходимых параметров компрессора при меньшем

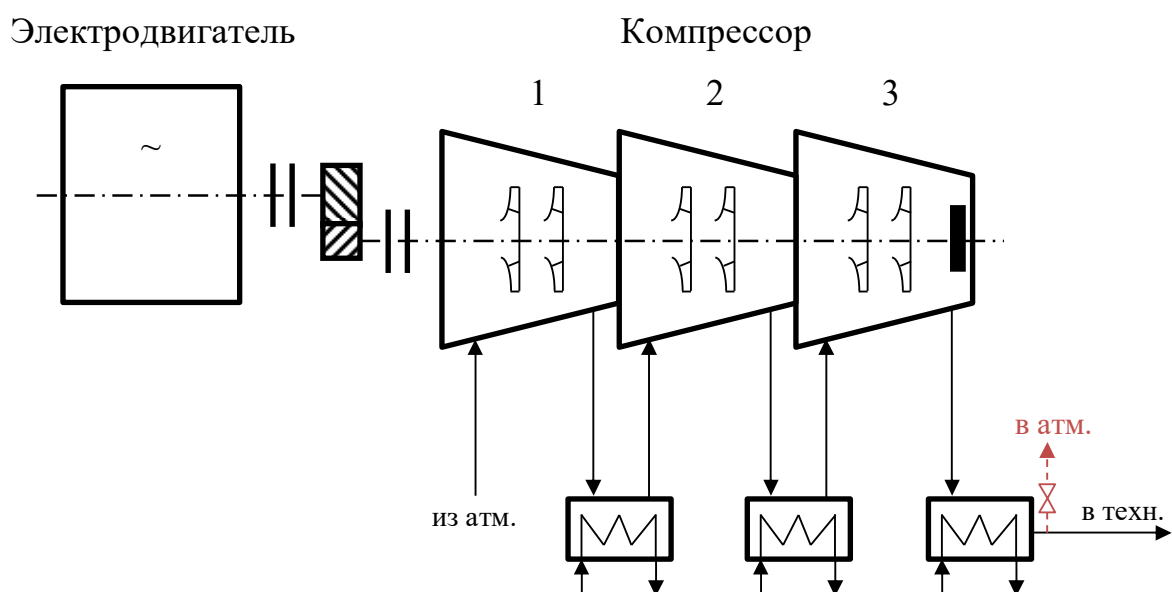


Рисунок 1. Схема агрегата К500-61-1



Рисунок 2. Центробежная компрессорная машина К500-61-1

давлении всасывания (0,97 против 1,0 кгс/см² абс.) и при летнем режиме работы, являющимся наиболее тяжелым, с начальной температурой всасывания 35°С.

При проведении модернизаций компрессоров фирмой НПФ «ЭНТЕХМАШ» учитывается целесообразность и готовность Заказчика к объему вносимых изменений в проточную часть. В некоторых случаях модернизация компрессорных машин может производиться за счет частичной замены проточной части – например, модернизация ротора компрессора с сохранением существующих статорных элементов или наоборот. Даже в таком случае параметры компрессора могут быть изменены и увеличены, но, как следствие, с несущественным компромиссным повышением энергоэффективности. Такой вид модернизации снижает объем по-

ставки, что ведет к снижению стоимости продукции, и обеспечивает технологию Заказчика необходимыми параметрами газа.

Также могут быть предложены варианты поэтапной модернизации, которая заключается в последовательной замене элементов компрессора для обеспечения целевых параметров компрессора с наибольшей энергоэффективностью на каждом этапе. Зачастую осуществима модернизация по схемам – замена ротора с последующей заменой статорных элементов или посекционная и покорпусная модернизация компрессора. В этом случае модернизацию компрессора можно выполнять в течении нескольких лет, разрезая финансовые затраты на модернизацию и при этом получая существенную прибавку в выработке продукции уже на первом этапе. На последующих этапах параметры

Таблица 1.

Название	Штатный компрессор	Модерниз. компрессор
Производительность на всасывании Q_g при 20°С, 1 физ. атм., нм ³ /ч	30480	33800
Объемная производительность на всасывании при начальных параметрах, м ³ /мин	525	635
Начальное давление, кгс/см ² абс.	1,0	0,97
Конечное давление, кгс/см ² абс.	9,0	6,8
Начальные температуры на входе в секции, °С	20; 40; 40	35; 45; 45
Частота вращения ротора, об/мин	7625	7625
Потребляемая мощность, МВт	3,0	3,25

компрессора могут далее повышаться, а также достигается наиболее экономичная работа компрессорного агрегата в целом за счет согласования работы всех элементов. Такой вариант модернизации имеет еще одно преимущество – если по тем или иным причинам в процессе модернизации изменяются технологические параметры производства, то существует возможность с наименьшими возможными потерями в эффективности компрессора скорректировать за счет промежуточных этапов итоговые рабочие параметры.

Модернизации компрессора типа К500-61-1 выполнялась с учетом пожеланий Заказчика о сохранении штатных канальных диафрагм 2-й и 3-й. Замена канальных диафрагм 1-й секции являлась необходимым условием для достижения параметров модернизированного компрессора.

Первая ступень 1-й секции модернизированного компрессора выполнена с БЛД вместо КД, что позволяет увеличить диапазон устойчивой работы компрессора, а концевая ступень – с

ЛД. Ступени 2-й и 3-й секции выполнены со штатными КД. Ротор выполняется с РК радиального типа высокой напорности в 1-й секции и низкой напорности во 2-й и 3-й секциях с загнутыми назад цилиндрическими лопатками, описанными дугой круга.

Модернизация компрессоров в штатных корпусах с значительным форсированием параметров работы зачастую сопровождается инженерными трудностями, такими как – ограничение в габаритных размерах ступеней, неудобные для проведения модернизации конструкторские решения штатного корпуса компрессора, повышение проектного расхода повышает уровень скоростей потока в трубопроводах и проточной части компрессора. Это ведет к необходимости применения сложных и нестандартных технических решений. Такие решения постоянно разрабатываются инженерным составом фирмы и применяются при модернизации машин, обеспечивая необходимые параметры Заказчика и позволяя избежать дорогостоящей покупки нового компрессорного агрегата.

Оптимизация проточной части 1-й секции компрессора типа К500-61-1 при помощи моделирования пространственного течения

Актуальной проблемой при модернизации компрессора типа К500-61-1 являлась задача проектирования первой ступени компрессора, которая определяет пропускную способность компрессора. Ограничивающий фактор для проектирования 1-й ступени на заданные параметры – недостаток осевого пространства. Следствием являются повышенные числа Маха $M_{w1} \approx 0,67$ на входе в РК, что является причиной скорого звукового запираания каналов РК и совместно с ЛД – малого диапазона устойчивой работы.

Решение данной проблемы заключалось в применении методов вычислительной газодинамики [3] с конструкторской проработкой, выходящей за рамки классического подхода к проектированию РК.

Эскизная новая 1-я ступень 1-й секции с зауженным БЛД получена расчетом по методикам [4] и [5], входная кромка РК очерчена прямой линией, покрывающий диск выполнен по конусу. Использование БЛД (как менее габаритного элемента взамен относительно расширенного ЛД) позволило сдвинуть РК на валу в сторону нагнетания, увеличить угол наклона покрывающего диска Θ и ширину на входе b_1 , тем самым снизить число Маха M_{w1} до 0,57. Эскизно спроектированная по классическим методикам ступень рассчитана в программном комплексе вычислительной газодинамики «Numeca Fine/Turbo». Как результат расчета – раннее звуковое запираание, имеющее место в штатном компрессоре

при повышенном расходе, было ликвидировано, но наблюдалась обширная отрывная зона на нерабочей стороне лопатки (синяя зона на рисунке 3а) и, как одно из следствий, ранняя потеря устойчивости компрессора. На рисунке 4 – распределение относительных скоростей на выходе из РК, видна повышенная неравномерность потока.

Для уменьшения отрывной зоны, повышения КПД и увеличения диапазона работы была проведена оптимизация РК первой ступени. В качестве инструмента совершенствования РК использована программа многопараметрической и многокритериальной оптимизации Numeca «Design 3D», построенная на моделировании пространственного вязкого течения. Данный расчетный метод целевым перебором вариантов различных геометрий позволяет найти оптимальный, удовлетворяющий всем указанным выше критериям.

Оптимизация проводилась в несколько этапов (рисунок 3):

1. Исходное РК, спроектированное по классическим методикам (рисунок 3а);
2. Совершенствование меридионального контура покрывающего диска;

На распределение скоростей в РК оказывает существенное влияние покрывающий диск. С помощью обеспечения наилучшего распределения скоростей в межлопаточном канале можно добиться ощутимого снижения потерь и повышения КПД, особенно в случае наличия развитого отрывного течения на покрывающем диске. По результа-

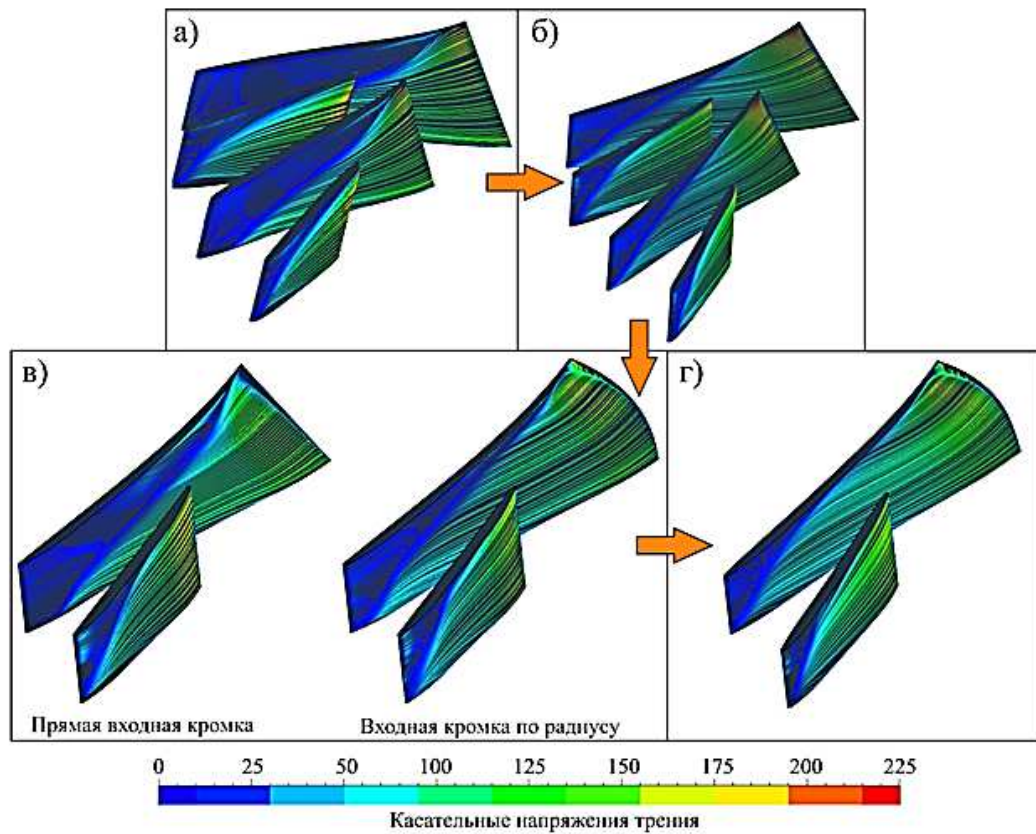


Рисунок 3. Изменение касательных напряжений на этапах оптимизации РК

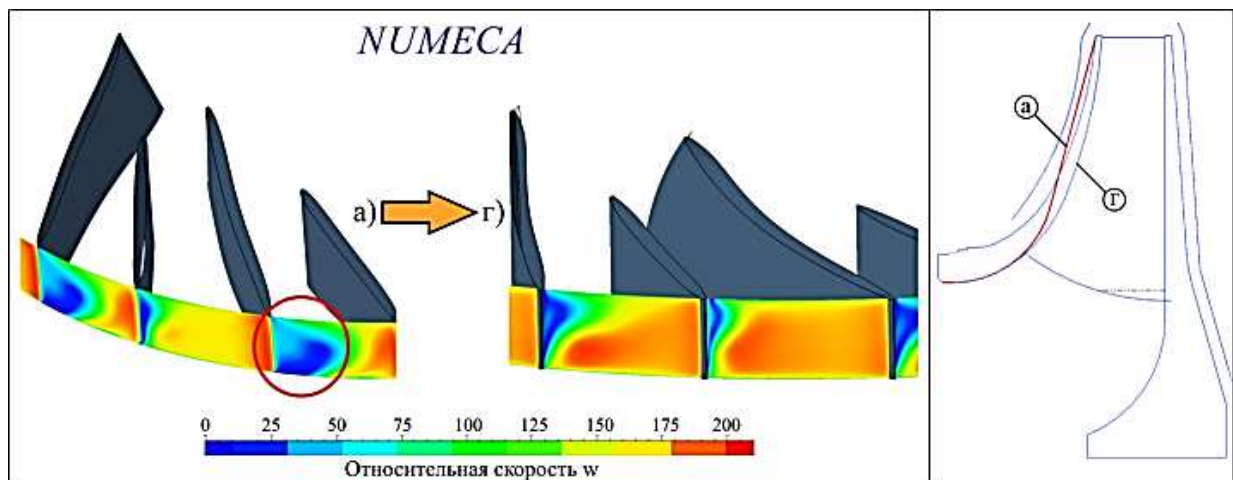


Рисунок 4. Сравнение неравномерности потока и меридионального сечения исходного (1) и оптимизированного РК (4)

там расчета размер зоны отрыва потока уменьшен (рисунок 3б).

3. Улучшенный вариант с вогнутым контуром покрывающего диска и выпуклой входной кромкой лопаток;

Вторым этапом проведено сравнение влияния формы входной кромки в меридиональной проекции на изменение полного политропного КПД РК $\eta^*_{РК}$ (рисунок 3в). В одной модели кромка выполнена по прямой линии, во вто-

рой – по радиусу. Полный политропный КПД $\eta_{пол}^*$ варианта с выпуклой входной кромкой оказался на 2,3% выше, отношение давлений возросло на 2,5%.

4. Окончательный вариант с вогнутым контуром покрывающего диска и выпуклой входной кромкой лопаток.

Окончательное профилирование покрывающего диска РК дало прирост $\eta_{пол}^*$ на 0,3%. Уменьшилась зона отрыва потока с лопаток и улучшилась равномерность потока на выходе из РК (рисунок 3г).

На рисунке 4 также показано сравнение оригинального меридионального контура РК: исходный вариант РК (красные линии) и окончательный вариант РК (синие линии). Результаты расчетов подтверждают заложенный политропный КПД 1-й секции на уровне 83...84%, а также напорность и расходность секции.

~3,2 МВт. Энергоэффективность в результате модернизации достигнута, получены благодарственные отзывы от Заказчика.

Компрессор типа K1500-62-2

Турбокомпрессорный агрегат (центробежный компрессор типа K1500-62-2 с приводным электродвигателем, мультипликатором и вспомогательным оборудованием) предназначен для сжатия и подачи воздуха в воздухоразделительную установку (ВРУ). Компрессор выполнен одноцилиндровым, трехсекционным. Секции расположены по «последовательной» аэродинамической схеме. Каждая секция состоит из 2-х ступеней сжатия. Воздух после каждой секции охлаждается в промежуточном охладителе водяного типа. Первая секция компрессора выполнена с ЛД. Первые ступени 2-й и 3-й секций выполнены с КД, а концевые выполнены бездиффузорными. Привод компрессора – синхронный

Таблица 2.

Название	Штатный компрессор	Модерниз. компрессор
Производительность на всасывании Q_g при 20°C, 1 физ. атм., $м^3/ч$	88800	101500
Объемная производительность на всасывании при начальных параметрах, $м^3/мин$	1590	1800
Начальное давление, $кгс/см^2$ абс.	0,979	0,97
Конечное давление, $кгс/см^2$ абс.	7,5	7,5
Начальные температуры на входе в секции, °C	20; 32; 32	20; 40; 45
Частота вращения ротора, об/мин	4479	4553
Потребляемая мощность, МВт	7,7	9,37

По результатам проведенных приемочных испытаний модернизированного компрессора подтверждены гарантийные параметры. Потребляемая мощность компрессора на гарантийном режиме работы составляет

электродвигатель типа СТД-10000-2У4 номинальной мощностью 10 МВт и частотой вращения $n=3000$ об/мин. Мультипликатор типа Р-8000/1,49 повышает частоту вращения до 4470 об/мин. Схема агрегата анало-



Рисунок 5. Ротор модернизированного компрессора

гична компрессору поз. К500-61-1 и приведена на рисунке 1.

Целями модернизации компрессора К1500-62-2 ставились: повышение производительности (на ~15% относительно проектной) и повышение энергоэффективности. Сравнение параметров штатного и модернизированного компрессоров приведено в таблице 2.

Повышение производительности компрессора выполняется за счёт модернизации ПЧ компрессора в существующем корпусе. Первая ступень 1-й секции модернизированного компрессора выполнена с БЛД вместо ЛД, а концевая – с ЛД. Ступени 2-й и 3-й секций выполнены со штатными КД. Ротор выполняется с РК радиального типа (рисунок 5). Зубчатая пара мультипликатора заменяется на новую с повышенным передаточным отношением $i=1,52$.

Проточная часть 1-й секции выполнена по аналогии с 1-й секцией компрессора К500-61-1, которая была отработана с помощью ПО «Nu-

mesa Fine/Turbo» и оптимизирована с помощью Numeca «Design 3D».

Заключение

В результате проведенных работ по модернизации компрессоров типа К500-61-1 и К1500-62-2 были достигнуты параметры назначения, а именно повышена производительность и энергоэффективность агрегатов. Специалистами НПФ «ЭНТЕХМАШ» в ходе приемочных испытаний получены опытные данные по работе высокорасходных ступеней, которые позволят проводить работы по модернизации компрессоров различного назначения с существенным повышением производительности.

Литература:

1. Семаков А.В., Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Любимов А.Н. Новые технические решения по модернизации турбокомпрессоров аммиачного производства // Компрессорная техника и пневматика - 2014. - № 3. - С. 2-10

2. Семаков А.В., Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Любимов А.Н. Модернизация центробежных компрессоров на азотных производствах // *Компрессорная техника и пневматика* - 2013. - № 3. - С. 20-22

3. URL:

<https://www.numeca.com/product/fineturbo>

4. Рус В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. — 3 : 351 с.

5. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. — 232 с.

УГЛЕКИСЛОТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КРАСНОДАРСКОГО КОМПРЕССОРНОГО ЗАВОДА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ РОССИИ

К.ф.-м.н. Ворошилов И.В., Анисимов К.В., Шулекин П.Б. (ООО «ТЕГАС» Краснодарский край, станция Динская, Россия)

Углекислота широко используется во многих отраслях промышленности и, благодаря этому является одним из важнейших технических газов. Одна десятая доля рынка всех технических газов приходится именно на CO₂.

Углекислота может находиться в четырех различных фазовых состояниях: газообразном, жидком твердом и сверхкритическом. В каждом из этих состояний она находит свое применение.

В газообразном состоянии - в форме углекислого газа, CO₂ применяется в пищевой промышленности и меди-

цине, в производстве, хранении и переработке сельскохозяйственной продукции, а также в химической, бумажной, горнодобывающей, строительной и других отраслях промышленности.

В жидком состоянии - низкотемпературная или жидкая углекислота применяется в пищевой и холодильной промышленности, в металлургии и угледобыче.

В сверхкритическом состоянии CO₂ находит основное применение в химических, технологических и тепловых процессах, в процессах экстракции.

В твердом агрегатном состоянии - в форме сухого льда, углекислота используется также в пищевой промышленности, науке и медицине, применяется в ходе очистительных и строительных работ.

Краснодарский компрессорный завод (ККЗ – входит в состав промышленной группы «ТЕГАС») выпускает компрессорное оборудование, позволяющее сжимать углекислый газ и получать жидкую и твердую углекислоту промышленного назначения.

ККЗ производит углекислотные компрессоры различных моделей. Это стационарные поршневые компрессоры без смазки цилиндров с водяным охлаждением и электрическим приводом. Данные компрессоры предназначены для сжатия углекислого газа, соответствующего ГОСТ-8050-85, до 75 атмосфер.

Сжатый углекислый газ используется для производства жидкой углекислоты или сухого льда. Если источник CO₂ дает неочищенный углекислый газ, то перед подачей на компрессоры уста-

навливается специальная система очистки газа. Краснодарский компрессорный завод проектирует, изготавливает и внедряет оборудование по производству жидкой углекислоты и сухого льда на основе современных моделей компрессоров собственной разработки.

Готовое решение для производства углекислоты и сухого льда – установ-

для последующего розлива в баллоны и сухой лед в блоках.

Ввиду востребованности углекислоты в различных отраслях промышленности, а также благодаря надежности и современности выпускаемых моделей, углекислотное оборудование Краснодарского компрессорного завода пользуется стабильно высоким спросом.

Так, российские предприятия, специа-



Рисунок 1. Углекислотный компрессор модели 2ГМ2,5-2,6/65С

ки УВЖС. Углекислотные установки УВЖС - это комплекс оборудования для очистки углекислого газа и получения углекислоты. Обычно такие установки используют углекислый газ, получаемый в результате процессов брожения, сбора и утилизации дымовых газов котельных либо сжигания газа в специальном генераторе. Установки смонтированы на раме без корпуса – это обеспечивает высокую экономичность и эффективность работы, облегчает обслуживание. УВЖС предназначены для использования внутри помещений и монтируются в цехах предприятий заказчиков. Продукты, производимые на таких установках - это жидкий углекислый газ

лизирующиеся на производстве CO2 промышленного назначения, приобретают и успешно эксплуатируют **углекислотное компрессорное оборудование**, созданное на базе трехступенчатого поршневого оппозитного компрессора без смазки цилиндров и сальников модели **2ГМ2,5-2,6/65С**. Такая цеховая стационарная компрессорная установка выдает на выходе двуокись углерода под давлением 65 атмосфер и обеспечивает производительность 2,6 м³/мин. Применяемый в установке поршневой компрессор производства ККЗ спроектирован и изготовлен из особых сплавов и материалов, предназначенных специально для работы с насыщенной



Рисунок 2. Углекислотное оборудование на базе компрессора 4УМ2,5-15/76

влажностью двуокисью углерода. В основу конструкции данного сухого поршневого компрессора для исключения присутствия масляных загрязнений в газе использована модель, созданная на базе патента Краснодарского Компрессорного Завода. [1] В установке применен энергосберегающий привод, установлена современная система автоматизации. Техническим результатом собственных разработок ККЗ, реализованных в данной модели стало упрощение монтажа и обслуживания агрегата. [2] Установка может быть интегрирована в технологическую линию по производству жидкой двуокиси углерода, она обеспечивает сбор и компримирование очищенной газобразной двуокиси углерода для дальнейшей её подачи под высоким давлением в жидком состоянии в накопительные емкости с целью дальнейшего хранения и транспортировки.

Также у предприятий вызывает интерес **компрессорная установка на базе стационарного поршневого крейцкопфного четырехрядного четырехступенчатого углекислотного компрессора модели 4УМ2,5-15/76 с оппозитным расположением цилиндров, который производит компримиро-**

вание и подачу углекислоты на выходе под давлением 76 атмосфер, обеспечивая при этом производительность 15 нм³/мин.

В комплект такого оборудования входят:

- стационарный **углекислотный компрессор 4УМ2,5-15/76;**
- электродвигатель;
- автоматизированная система управления, обеспечивающая безопасную работу компрессорной установки.

Предусмотрена автоматическая продувка влагомаслоотделителей и байпасная линия для ручного сброса. Благодаря запатентованной системе влагомаслоотделения обеспечивается стабильность характеристик и отсутствие необходимости обслуживания. Это достигается за счет того, что влагомаслоотделитель содержит вертикальный цилиндрический корпус с верхним и нижним днищами, а также горизонтальную перегородку с окнами.

Межступенчатые и концевой газоохладители изготовлены из коррозионностойкой стали, что обеспечивает увеличенный ресурс выработки уста-

новки. Применяемые в установке межступенчатые горизонтальные газоохладители позволяют упростить конструкцию системы газоотвода и компрессора в целом. [3]

Эти и другие многочисленные новшества, подтвержденные патентами, Краснодарский Компрессорный завод использует при производстве воздушных и газовых поршневых компрессоров.

Краснодарский компрессорный завод производит шеф-монтаж и пусконаладку оборудования, предлагает услуги по ремонту и обслуживанию углекислотного и другого компрессорного оборудования. Все работы

Литература:

1. Компрессор поршневой оппозитный сухой [Текст]: пат. 123854 Рос. Федерация: МПК F04B25/00/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод"- № 2012135993/06, заявл. 21.08.2012, опубл. 10.01.2013, Бюл. № 1.

2. Компрессор поршневой углекислотный [Текст]: пат. 127831 Рос. Федерация: МПК F04B25/00/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод"- № 2012142406,



Рисунок 3. Погрузка углекислотной компрессорной установки производства ККЗ

производятся в согласованное с заказчиком время, что позволяет заранее планировать оптимальную загрузку оборудования.

Качественные и своевременные сервисные работы, осуществляемые специалистами ККЗ, помогут увеличить срок службы оборудования, тем самым повысить эффективность и рентабельность приобретенной техники.

заявл. 04.10.2012, опубл. 10.05.2013, Бюл. № 13.

3. Влагомаслоотделитель [Текст]: пат. 118211 Рос. Федерация: МПК B01D45/12/, B04C 5/00/ Ворошилов И.В., Закира Е.С., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" -

№ 2012113889/05, заявл. 09.04.2012, опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

4. Горизонтальный межступенчатый газоохладитель [Текст]: пат. 135100 Рос. Федерация: МПК F28D7/10/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013121354, заявл. 07.05.2013, опубл. 27.11.2013, Бюл. № 33.

1. 5. Теплообменник трубчатый [Текст]: пат. 144938 Рос. Федерация: МПК F28D7/10/ Клименко Д.С., Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2014104190, заявл. 06.02.2014, опубл. 10.09.2014, Бюл. № 25.

2. 6. Промежуточный горизонтальный газоохладитель (варианты) [Текст]: пат. 142498 Рос. Федерация: МПК F28D7/10/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013129401, заявл. 26.06.2013, опубл. 27.06.2014, Бюл. № 18.

3. 7. Холодильник «труба в трубе» [Текст]: пат. 138873 Рос. Федерация: МПК F28D7/10/ Ворошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013105297, заявл. 07.02.2013, опубл. 27.03.2014, Бюл. № 9.

4. 8. Горизонтальный газоохладитель-влагоотделитель [Текст]: пат. 2548290 Рос. Федерация: МПК F28D1/04, F25B39/04, F28D7/10/ Во-

рошилов И.В., заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Краснодарский Компрессорный Завод" - № 2013129217, заявл. 25.06.2013, опубл. 20.04.2015, Бюл. № 11.

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ ДЛЯ ПОДВОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ

А.А.Губайдуллин (SKF Magnetic Mechatronics (S2M), Saint Marcel, France)

Подводное компримирование природного газа является одним из самых технически сложных приложений для электромагнитных подшипников (ЭМП). Разработка ЭМП для подобных безлюдных компрессорных станции требует проведения длительных исследовательских работ, процесса сертификации и проведения большого количества испытаний при значительных капитальных вложениях для выполнения НИОКР. При этом инженерные исследования и проектирование проводятся совместно международной многопрофильной группой специалистов, представляющих различные организации (фирм-производителей ЭМП, компрессорного оборудования, проектировщиков, подрядчиков и конечного пользователя). Это приводит к сложной системе с множеством взаимосвязей. Во многом успех такого проекта зависит от сотрудничества и координации многих участников при условии адекватного финансирования. Такой прорывной проект был успешно реализован.

Компания SKF Magnetic Mechatronics (S2M) разработала и поставила

магнитные подшипники для использования на первой в мире подводной компрессорной установке на газовом месторождении Асгард (Åsgard) в Северном море, на шельфе Норвегии. Подводная компрессорная станция была введена в эксплуатацию в сентябре 2015 г. Два электроприводных газоперекачивающих агрегата на базе герметичного интегрированного компрессора мощностью 11,5 МВт были установлены на морское дно на глубине 300 м. Агрегат оснащен высокоскоростным асинхронным двигателем. Ротор компрессора и электродвигателя, соединенных между собой жёсткой муфтой, поддерживается в магнитном поле тремя опорными магнитными подшипниками. Ротор компрессора гибкий, т.е. значение первой критической частоты изгибных колебаний лежит в пределах рабочей частоты вращения. Электродвигатели и ЭМП охлаждаются природным газом из скважины.



Рисунок 1. Опорный магнитный подшипник SKF S2M для подводного компрессора .

После 10000 часов безотказной эксплуатации оборудованию был

присвоен высший уровень технологической готовности (Technology Readiness Level, TRL7) по шкале Американского Нефтяного Института (API, 2009) для подводных технологий. Иными словами, технология системы признана проверенной в эксплуатации и годной для использования на других подводных газовых месторождениях. При этом технология магнитных подшипников SKF S2M являлась одной из ключевых для подводного газового компрессора. На сегодняшний день, общая наработка составила порядка 40000 часов с коэффициентом эксплуатационной готовности близким к 100% (по данным на июнь 2018 г.).

Эти результаты были достигнуты не без труда. Потребовалось более пяти лет интенсивных опытно-конструкторских работ для разработки и испытания передовой системы магнитных подшипников для проекта Асгард. В результате были разработаны коррозионностойкие механические комплектующие ЭМП, специальная электроника с

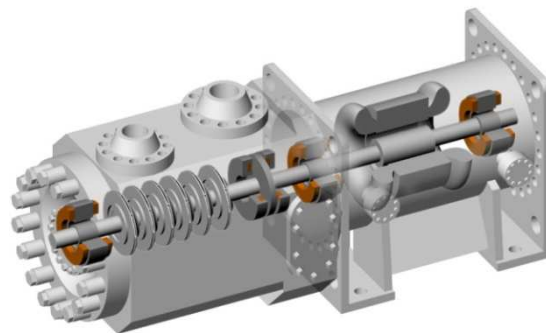


Рисунок 2. Схема многоступенчатого интегрированного компрессора с тремя опорными и одним упорным ЭМП.

резервированием и программное обеспечение, позволяющее проводить удаленное управления ЭМП и

непрерывный мониторинг виброперемещений ротора в реальном времени (с частотой в 14 кГц).

Конструкция ЭМП была испытана в условиях влажного газа, с содержанием соли и этиленгликоля, при давлениях до 150 атм. Особое внимание было уделено выбору изоляционных материалов для обмотки электромагнитов. Был проведен ряд испытаний на устойчивость полимерных материалов к взрывной декомпрессии, на стойкость и старению в суровых температурных режимах под высоким давлением. К слову, разработанные коррозионностойкие магнитные подшипники сегодня успешно используются на турбодетандерах для переработки природного газа, содержащего различные примеси на наземных месторождениях в России и в Узбекистане. Также была разработана компактная и высоконадежная система управления с резервированием. Особенностью этой системы является одновременное управление по семи независимым каналам (всего 14 усилителей мощности для трех опорных ЭМП и одного упорного подвеса). Также были проведены расчеты по теплообмену электронных плат и всего шкафа управления. Каждый их модулей управления был интегрирован в герметичный корпус, «стакан», способный выдержать суровые подводные условия Северного моря.

Механические модули ЭМП были установлены в компрессор в 2013 г. для испытаний в условиях эксплуатации сначала на заводе-производителе ЭПА, позже в

специальном бассейне в Норвегии. Особое внимание было уделено вибродиагностике ротора в газе под высоким давлением с присутствием влаги. Расчётные данные были подтверждены экспериментом. Каждый из ЭПА прошел помпажные испытания. Шкафы управления прошли испытания оборудования на принудительный отказ и термотренировку под водой в течение более 2000 ч. перед установкой на конечную площадку.

Уникальные научно-технические решения, разработанные в рамках «подводного» проекта в настоящее время внедряются и для других приложений. Например, специальные антикоррозионные покрытия успешно применяются в ЭМП на турбодетандерах для переработки природного газа. А система управления магнитным подвесом с удалённым доступом впервые опробованная на подводной компрессорной станции идеально подходит для малолюдных площадок в удаленных северных районах. Эти решения, успешно зарекомендовавшие себя в подводном проекте, особенно актуальны для российской газовой промышленности.

Литература:

1. J. Da Silva et al., (2014). *Collaborative design with magnetic bearings, Offshore Engineer Digital.*
2. R. Prandtl (2017), *Subsea Compressors Reach Field-Proven Status, CompressorTech2, August.*
3. M. Dettwyler et al., (2016), *Subsea Compression – Current Technology and its Use to Maximize Late Life*

Production, 45-th Turbomachinery Symposium (TPS), Houston, TX.

4. G. Kleynhans et al., (2016), Development and Qualification of a Subsea Compressor, Offshore Technology Conference, OTC-27160-MS.

КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ В УСЛОВИЯХ НЕОБХОДИМОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА.

А.С.Тобанев, А.А.Манушин (ООО «Скиф Сервис», г. Тверь, Россия)

В условиях высокой конкуренции между предприятиями внутри страны, а тем более с иностранными производителями продукции, сегодня одним из основных видов деятельности специалиста, инженера-теплоэнергетика, на производстве является проведение на предприятиях политики максимального энергосбережения и повы-

шения эффективности работы всех систем за которые он отвечает. Последнее должно достигаться глубоким и комплексным изучением вопросов, касающихся производства энергоносителей и их распределения между заводскими технологиями.

По опыту нашей компании очень часто, к сожалению, вопросы, связанные с производством и распределением сжатого воздуха, оказываются либо не охвачены, либо им уделяется очень мало внимания в разрезе повышения энергоэффективности. Системы сжатого воздуха в большей мере безопасны, надежны и универсальны, но их обычно принимают как должное, мало думая о затратах. Очень часто при замене старых компрессоров ещё советского производства на их место просто ставится новое оборудование идентичное по производительности, без замены, либо модернизации пневмосети и тем более без проведения энергоаудита (пневмоаудита), не ис-



Рисунок 1.

пользуя потенциала модернизации и снижения затрат на электроэнергию.

А потенциал этот очень большой. На многих предприятиях затраты на производство сжатого воздуха составляют порядка 15% - 20%, а на некоторых достигают 60 - 70% от общего количества потребляемой электрической энергии, что очень весомо влияет на энергетическую составляющую себестоимости продукции. Для примера, только замена нами пневмотрубопровода на одном из текстильных предприятий позволила снизить затраты на производство сжатого воздуха на 18% и почти. При том, что доля этих затрат от общего количества потребляемой электроэнергии достигала 67%. На 10% было снижено энергопотребление всего предприятия.

при увеличении количества потребителей сжатого воздуха, редко системно подходят к вопросу снижения затрат на его производство, и еще реже привлекают специализированные компании к решению этих вопросов. Не говоря уже об очень часто встречающихся ошибках в подборе оборудования и как следствие только увеличении затрат.

Улучшения всегда могут быть внесены в любую систему производства и распределения сжатого воздуха, включая новые.

Экономически эффективное и надежное снабжение сжатым воздухом технологических процессов возможно только при грамотном проектировании и квалифицированной эксплуатации систем производства и распре-

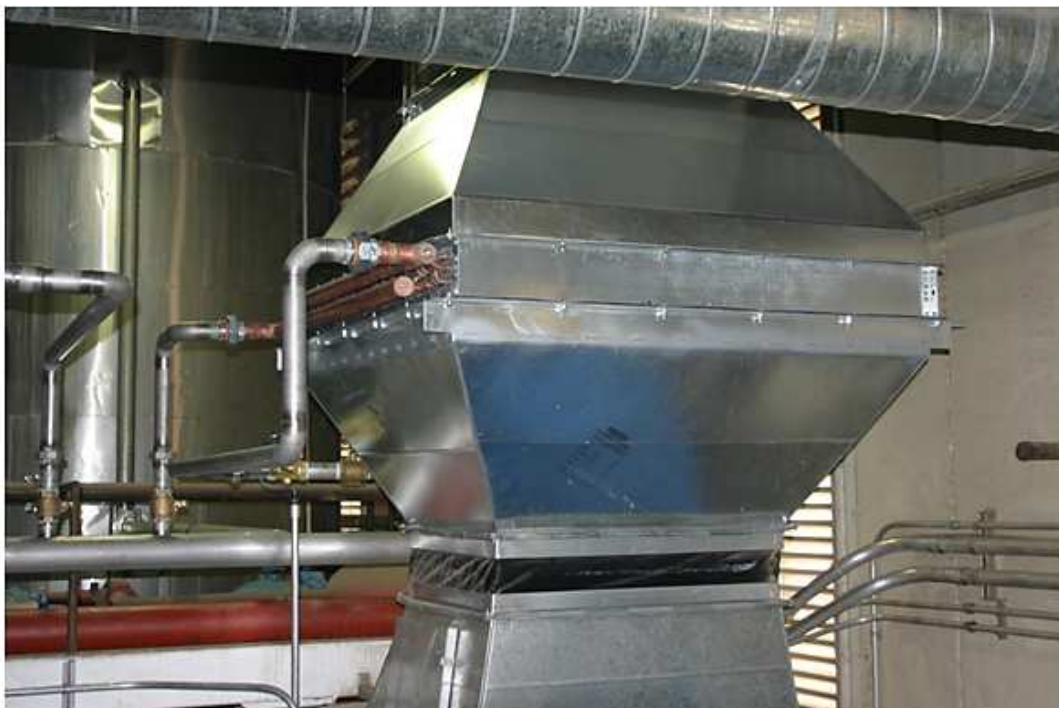


Рисунок 2.

Комплексный подход позволяет получить еще более высокие результаты, к сожалению, на сегодняшний день большинство предприятий при замене оборудования, либо докупая новое

ления сжатого воздуха на предприятиях.

Проблемы очень часто возникают, как с первым, так и со вторым. По личному опыту, большинство проектиров-



Рисунок 3.

щиков не знают, либо очень слабо разбираются в вопросах систем сжатого воздуха, воздухоподготовки, проектирования пневмотрубопроводов, тем более не стоит от них ожидать энергоэффективных решений. А заказчики таких проектов, после их оплаты, редко идут на внесение изменений, даже когда обоснованно доказывается ошибочность тех или иных решений, либо показываются более эффективные варианты распределения и производства сжатого воздуха. Только за последний месяц мы трижды сталкивались с проектами в которых были неправильно подобраны системы осушения сжатого воздуха, а в одном из проектов компрессоры не обеспечили бы предприятию необходимого им количества сжатого воздуха. Про «спроектированные» грамотные системы пневмотрубопроводов даже говорить не хочется.

Потенциал модернизации давно работающих предприятий обычно очень большой. Здесь и возможности по оптимизации, и более гибкой настройке существующего парка компрессоров, внедрение систем автоматизации в процесс производства, подготовки и распределения сжатого воздуха, грамотной организации хранения, оптимизация вопросов эксплуатации и обслуживания, уменьшение количества персонала и повышение его эффективности, снижение человеческого фактора, внедрение систем автоматизированного контроля и повышение надежности системы, использование возможностей рекуперации тепла, как простыми системами воздух-воздух, так и более сложными вода-вода и воздух-вода.

По нашему опыту и опыту зарубежных компаний комплексный подход во всех этих вопросах позволяет обес-

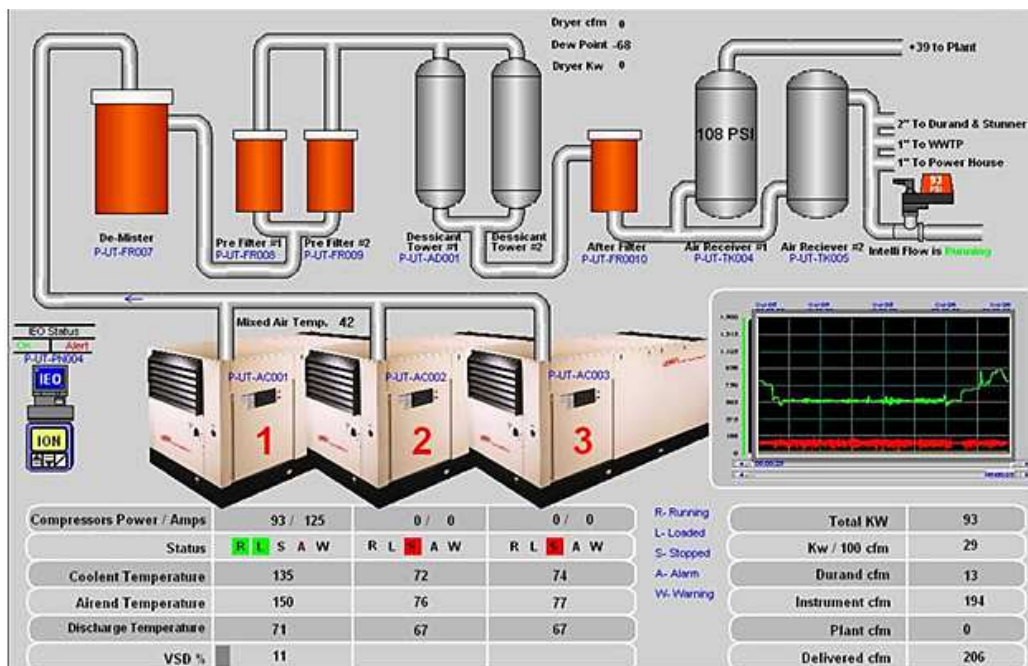


Рисунок 4.

печить порядка 30 – 60 % экономии на производство сжатого воздуха.

Системы автоматизации нижнего и верхнего уровня в мире, да и в нашей стране давно уже не ноу-хау, но только если это не касается систем сжатого воздуха. Количество предприятий, использующих системы мониторинга и контроля, не говоря уже о системах управления и автоматизированной диагностики всей системы производства и распределения сжатого воздуха, можно отнести к статистической погрешности.

Хотя по нашему опыту и результату исследований, только внедрение подобных систем позволяет получить экономию 10 – 15% от общих затрат на производство сжатого воздуха.

Иногда встречаем и подобные решения, когда местные «кулибины» вешают веб-камеры напротив контроллеров, пытаясь хоть как-то организовать мониторинг состояния компрессоров.

Современные же системы:

- позволяют отслеживать состояние всех параметров системы производства, подготовки и распределения сжатого воздуха;
- дают полный доступ к информации о функционировании отдельных компрессоров и ведут запись этих состояний;
- обеспечивают эффективное управление компрессорами с приводами переменной скорости, позволяющее компенсировать краткосрочные колебания потребности в сжатом воздухе и избегать длительной работы компрессоров в неэффективных режимах;
- обеспечивают минимизацию частоты останова/запуска и продолжительности периодов холостого хода компрессоров с постоянной скоростью;
- дают возможность использования сложных моделей и методов прогнозирования общего потребления сжатого воздуха, включая, в частности, вы-



Рисунок 5.

явление регулярностей и периодических циклов потребления;

- позволяют создавать различные, в том числе сложные алгоритмы работы оборудования (автоматический ввод резерва, выравнивание наработки компрессоров и многое другое);

Дополнительно эти системы позволяют организовывать удаленный мониторинг, выстраивать систему технического обслуживания, уменьшать влияние человеческого фактора.

В нашей практике, когда мы имеем длительные договора на обслуживание, такие системы позволяют нам удаленно наблюдать за состоянием компрессоров и прочего оборудования, прогнозировать заранее объем и время проведения технического обслуживания, а применение систем стационарной вибродиагностики поз-

воляет отслеживать развитие дефектов внутри оборудования и не допускать аварийных ситуаций, решая вопросы ремонта в плановом порядке.

Для предприятий же это и значительное уменьшение затрат на производство сжатого воздуха, уменьшение количества персонала, который должен контролировать состояние оборудования, повышение надежности системы производства сжатого воздуха.

Компания СКИФ СЕРВИС специализируется на комплексном создании и оснащении компрессорных станций, пневмомагистралей, станций газоразделения, обеспечении

производств сжатым воздухом, техническими газами, промышленным холодом, автоматизации данных процессов.

**В РАМКАХ СОТРУДНИЧЕСТВА С
НАМИ ВЫ ПОЛУЧАЕТЕ:**

- Комплексное проектирование, строительство объекта, монтаж конструкций и инженерных систем
- Технико-экономическое обоснование, подбор и поставку оборудования
- Инсталляцию и запуск, квалификацию оборудования, сервисное обслуживание, диагностику всех систем (в том числе стационарные решения для особо ответственных участков), автоматизацию производства и распределения сжатого воздуха, организацию систем мониторинга и удаленного управления.

**ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМИЗАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ВЫХОДНОГО УСТРОЙСТВА
КОНЦЕВОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРО-
БЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГА-
ЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕ-
ГАТА**

*В.В. Денисенко, Ю.Р. Миронов, К.Г. Малев
(НАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург, Россия)*

Ю.В. Кожухов, А.М. Данилишин, С.В. Карташов, А.А. Лебедев (ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»)

Условные обозначения

C – скорость;

P – давление;

y^+ – безразмерная высота первого пристенного элемента;

$\square\square$ – угол потока; \square

ζ – коэффициент потерь;

ρ – плотность.

T – температура

θ – центральный угол

I – интегральная площадь сечения

R – радиус скругления

$\Delta\eta$ – потеря КПД

η – КПД $\beta_{тр}$ – коэффициент дискового трения

$\beta_{пр}$ – коэффициент протечек

ψ – коэффициент напора

U – окружная скорость

z – число ступеней

K_s – коэффициент формы

b – ширина безлопаточного диффузора

Индексы

2-2, 3-3, 4-4, 5-5, 6-6 – индексы контрольных сечений;

* – заторможенные параметры.

Сокращения

БЛД – безлопаточный диффузор;

ЦК – центробежный компрессор;

КСК – кольцевая сборная камера;

ПК – поворотное колено.

Введение

В условиях повышения конкурентоспособности отечественного компрессоростроения ключевыми параметрами стали показатели энергоэффективности производимого оборудования, и прежде всего коэффициент полезного действия машины. Снижение КПД на оптимальном режиме за счет потерь, возникающих в выходных устройствах, варьируется от 1% до 5% в за-

висимости от типа камеры и назначения центробежного компрессора (далее – ЦК).

Кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ Петра Великого по заказу и совместно с ОАО «Компрессорный комплекс» провели работу по оптимизации проточной части выходного устройства – кольцевой сборной камеры (далее – КСК) постоянного сечения центробежного проектируемого компрессора для линейной компрессорной станции магистрального газопровода с учетом технологических и конструктивных ограничений. Ограничения заключаются в диаметре внешнего корпуса типа «баррель», несоосности выходного патрубка и КСК и величинах

ной части КСК на основе численного эксперимента.

Методология проведения работы заключается в расчетно-аналитическом исследовании конфигурации проточной части выходной КСК. В процессе исследования был проведен анализ газодинамического совершенства потока при изменении геометрической формы элементов проточной части, проведены расчеты по определению параметров работы и эффективности КСК методами вычислительной газодинамики.

В результате работы выявлены недостатки исходной конструкции проточной части КСК (рис. 1), а также определены ожидаемые параметры работы

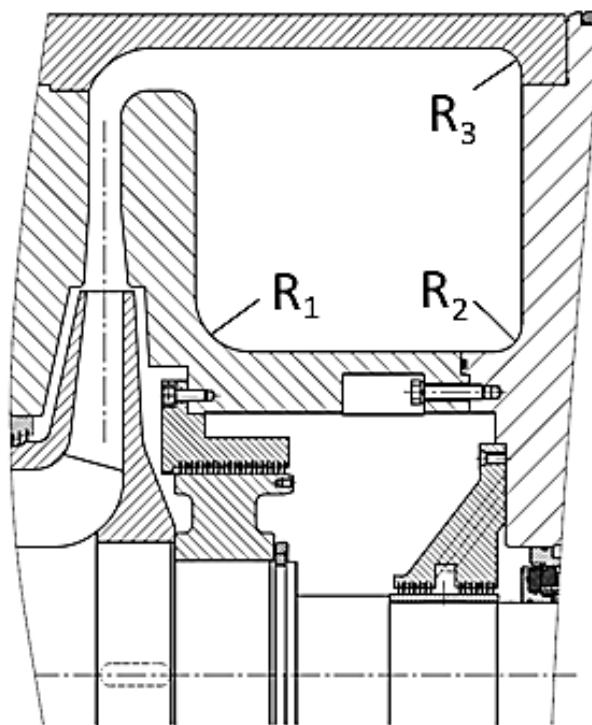


Рисунок 1. Общий вид исходной конструкции выходного устройства

скругляющих радиусов поперечного сечения.

Целью работы является определение оптимальной конфигурации проточ-

и эффективность оптимизированного варианта КСК.

Обзор исследований по теме

Оптимальная работа КСК в первую очередь определяется формой проточной части, наличием полного или неполного разделительного ребра. По [1], введение разделительного ребра в кольцевую сборную камеру, которое устанавливается в зоне входа потока в нагнетательный патрубок, обеспечивает улучшение показателей работы камеры и ступени. А.А. Мифтаховым выполнено экспериментальное и теоретическое исследование выходных устройств с различной длиной разделительного ребра. Теоретические исследования показали, что удлинение разделительного ребра приводит к снижению неравномерности распределения скоростей по высоте сечения. Распределение среднерасходных скоростей в сечении по центральному углу θ указывает на то, что по мере удлинения ребра происходит снижение уровня закрутки потока C_u (окружной составляющей скорости потока). Улучшение структуры потока и снижение C_u объясняется тем, что ребро препятствует возникновению обратного течения и устраняет рециркулирующее течение.

Предполагается, что данные факторы повлияют положительно на эффективность работы кольцевой сборной камеры, особенно при повышенных расходах. Экспериментальные исследования показали, что во всех случаях установка полного и неполного разделительных ребер смещает характеристики КСК в область больших значений угла потока между расходной составляющей скорости и закруткой α_4 . Это, в соответствии с данными теоретического анализа, является результатом снижения среднерасходных скоростей, уменьшения обратного тече-

ния и интенсивности вихревой зоны у внутренней стенки патрубка. На оптимальных режимах работы, по данным исследований А.А. Мифтахова, снижения коэффициента потерь не происходит. При $\alpha_4 = \alpha_{4\text{опт}}$ наличие такого ребра устраняет рециркулирующее течение в кольцевой сборной камере. Вместе с тем, образование застойных зон в первой четверти КСК не дает возможности высказать предположение о целесообразности установки ребра. По-видимому, установка ребра, с одной стороны, устраняет дополнительные потери рециркулирующего течения, с другой вызывает существенное повышение потерь расширения и появление потерь от удара потока, проходящего через контрольное сечения $\theta = 360^\circ$, о ребро. Установка ребра сдвигает зависимости КПД и напора в сторону больших расходов, при этом величина КПД не меняется.

В своих исследованиях W. Hans [2] предположил, что замена симметричной улитки круглого сечения на улитку тех же размеров, но со свернутым набок сечением, должно повысить КПД и напор ступени. Авторы объясняют это возможное увеличение КПД снижением потерь напора в улитке, который должен произойти вследствие превращения парного вихря в поперечном сечении в односторонний. F.Krisam [3], проводя подробные исследования ступеней насосов с несоосными улитками некруглой формы, получил противоположные, в сравнении с [2] результаты - снижение КПД на 4%. Результаты [3] показывают, что эффект от изменения расположения поперечного сечения улитки относительно меридиональной оси

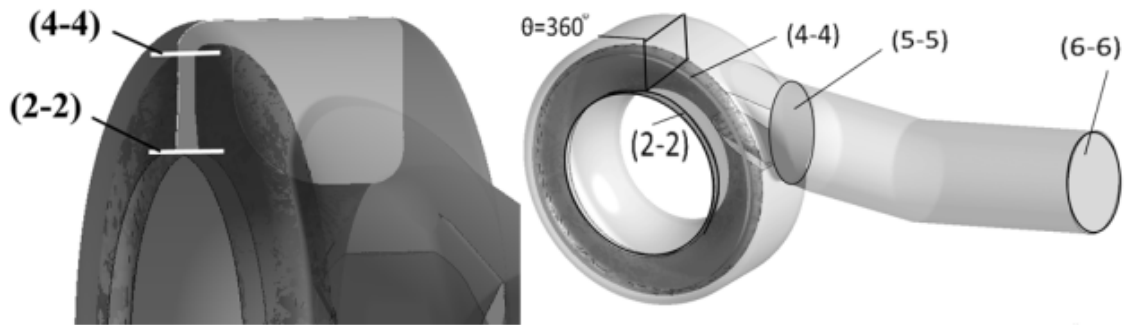


Рисунок 2. Положение контрольных сечений

предшествующего элемента ступени достигается только лишь в случае круглой свернутой улитки. В работе [7] проводились измерения скорости и направления потока в различных сечениях несимметричной улитки прямоугольного сечения с одиночным вихрем связанный с достаточно высокой скоростью на входе ~ 100 м/с.

Применительно к КСК исследование формы поперечного сечения провел Ю.Н.Журавлев. Испытания центробежного компрессора с двумя различными по форме сечений (круглым и прямоугольным) кольцевыми камерами показали, что лучшую эффективность обеспечила камера прямоугольной формы сечения. Автор объясняет этот неожиданный результат уменьшением интенсивности стержневого вихря (снижением закрутки потока) в камере вследствие ее прямоугольной формы сечения.

Проведённые комплексные исследования выходных устройств А.А. Мифтаховым [1] позволили установить следующее:

- с точки зрения аэродинамического совершенства наилучшими являются несоосные улитки круглого сечения, причем коэффициент потерь

напора в 1,25-1,4 раза меньше, чем коэффициент потерь лучших КСК, аналогичный вывод приведен в работе [6] для центробежных насосов;

- направление свертывания поперечного сечения улиток и кольцевых сборных камер не оказывает существенного влияния на эффективность работы выходного устройства;

- наибольшую эффективность работы **сборных камер** имеет кольцевая сборная камера круглой формы **сечения**;

- установлено влияние величины интегральной площади сечения I кольцевой сборной камеры на ее характеристики. Выявлено оптимальное значение I , при отклонении от которого коэффициент напора возрастает. С увеличением величины I характеристики кольцевой сборной камеры становятся более пологими, а коэффициент неравномерности распределения давления перед входом в сборную камеру снижается.

- при одинаковых значениях I наибольшую аэродинамическую эффективность имеет сборная камера круглой или близкой к ней формы поперечного сечения.

В соответствии с выводами в доступной литературе, в данной работе расчет кольцевых сборных камер производился при как можно более округлых в поперечном сечении камерах.

Для удобства данные зависимостей потерь КПД от различных элементов расчетной области в масштабе всего компрессора будут приводиться от коэффициента формы сечения K_s , выведенным Мифтаховым и определяемого по формуле:

$$K_s = \frac{I}{2\pi b_4 \operatorname{tg} \alpha_4 \cdot K_{\Pi}},$$

где I - интеграл расчетного сечения, b_4 – ширина БЛД на выходе, K_{Π} - коэффициент учитывающий уменьшение массового расхода ввиду наличия транзитных потоков, попадающих непосредственно в нагнетательный патрубок.

Коэффициент потерь определяется по формуле:

$$\zeta_{i-i}^* = \frac{P_{in}^* - P_{out}^*}{\rho_{in} \frac{C_{in}^2}{2}}$$

Доля потери КПД в компрессоре, вносимая только выходным устройством определялась по следующей формуле:

$$\Delta \eta_{i-i} = \zeta_i^* \frac{\left(\frac{C_{in}}{U_2} \right)^2}{2\psi_1 z (1 + \beta_{mp} + \beta_{np})},$$

где z -число ступеней компрессора, β_{mp} - коэффициент дискового трения β_{np} - коэффициент протечек.

Определение коэффициента полезного действия выходной камеры (сеч. (4-4)-(6-6)):

$$\eta_{КСК} = 1 - \frac{\zeta_{4-6}^*}{1 + \frac{C_{out}^2}{C_{in}^2}}$$

Индексы «in» и «out» означают соответствие параметрам входного и выходного сечения в каждом элементе расчетной области.

На рисунке 2 изображено положение контрольных сечений для расчета показателей эффективности элементов расчетной области, где:

(2-2) - (4-4) - безлопаточный диффузор (БЛД)

(4-4) - (5-5) - выходная камера

(5-5) - (6-6) - нагнетательный патрубок

(2-2) - (6-6) - вся расчетная область

Численный эксперимент

На входе в безлопаточный диффузор (БЛД) сеч. (2-2) для всех расчетов задавались параметры на выходе из последнего центробежного колеса компрессора: угол потока $\alpha_2 = 34,9^\circ$; давление полное $P_{in}^* = 7392100$ Па и температура полная $T_{in}^* = 311,6$ К. На выходе сеч (6-6) массовый расход, соответствующий оптимальному режиму. Используемая модель турбулентности SST (по опыту кафедры КВиХТ применяемая для диффузорного турбулентного течения). Рабочее тело – реальный газ метан.

Расчёт проводился на компьютерном кластере кафедры КВиХТ итерационным способом в решателе CFX-Solver v14.5 после проведения расчетов на сеточную независимость с помощью инициализации решения с менее нагруженными параметрами граничных условий.

Сходимость решения контролировалось с помощью мониторинга среднеквadraticных отклонений «невязки»

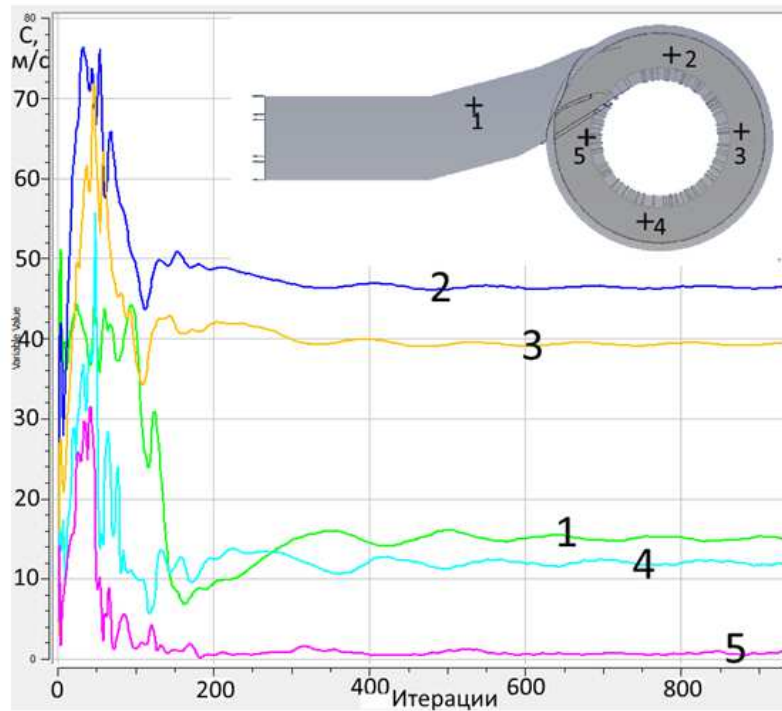


Рисунок 3. График сходимости в точках мониторинга

($RMS < 10^3$), изменения небалансов по основным уравнениям сохранения менее 0,5%, а также неизменностью точек мониторинга абсолютной скорости (рис. 3) и неизменностью потери КПД КСК в масштабе всего компрес-

сора (рис. 4.).

На рисунке 5 показано распределение доли потери КПД в компрессоре, вносимая только КСК и отдельно её элементами при неизменной форме КСК в зависимости от различной формы

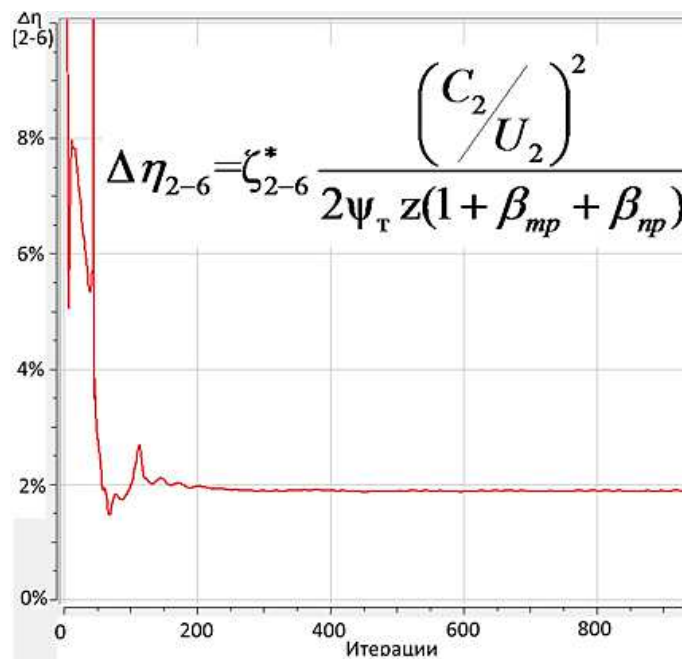


Рисунок 4. График сходимости потери КПД в масштабе всего компрессора

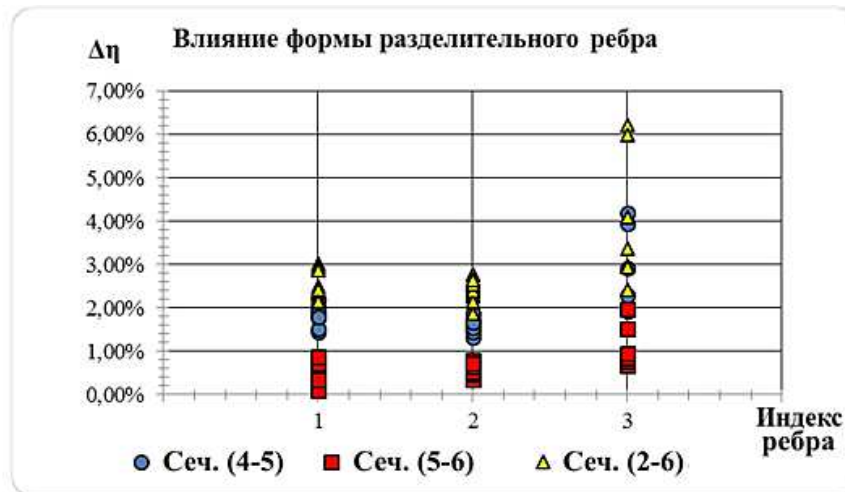


Рисунок 5. График распределения потерь КПД в КСК в масштабе компрессора при 3 формах разделительного ребра: №1, 2 – неполное ребро №3 – полное ребро

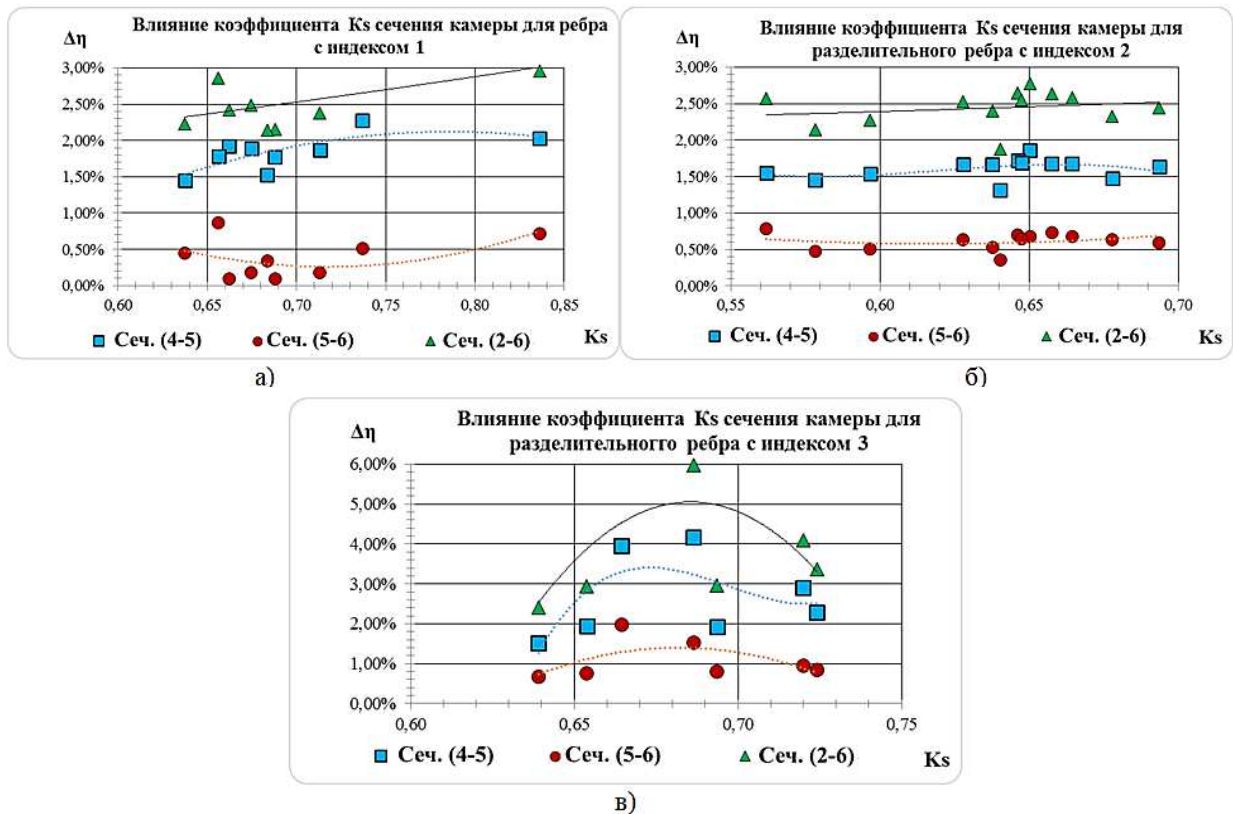


Рисунок 6. Графики распределения вариантов выходных камер интегральной площади сечений I, через коэффициент Ks на потери КПД компрессора в различных элементах расчетной области для 3 форм разделительных ребер.

разделительного ребра.

Анализ результатов расчетов

Все расчеты являются сошедшимися стационарными решениями, что определяется по падению уровня невязок по уравнениям, а также выходу на

"полку" параметров в точках мониторинга скорости (рис.3), и неизменности значения потери КПД (рис.4). Максимальное значение безразмерной пристеночной координаты $y^+ = 110,17$ соответствует выбранной модели турбулентности течения SST и не пре-

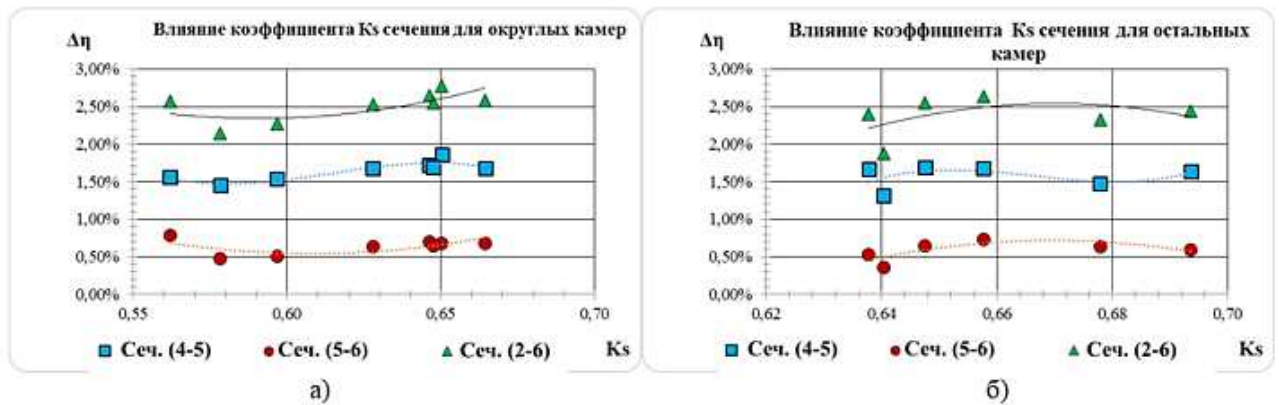


Рисунок 7. Влияние интегральной площади сечения I, через коэффициент K_s на потери КПД компрессора в различных элементах расчетной области для округлой и остальных форм сечения камеры, при типе ребра №2

вышает 300. Для проверки влияния рабочего колеса на работу КСК были проведены дополнительные расчеты, показавшие несущественное в пределах вычислительных погрешностей расхождение в коэффициента потерь при расчете КСК в составе полной расчетной модели компрессора $\zeta_{\text{полн}}^* = 0,297$ и отдельной модели КСК $\zeta_{\text{кам}}^* = 0,300$. На рис. 8 изображена относительная погрешность интегральных параметров в зависимости от сечения КСК.

В таблицу 2 сведены данные расчета показателей эффективности КСК.

В таблице 3 показана структура потока в расчетном сечении при центральном угле $\theta = 360^\circ$. Характер течения говорит о том, что наличие парного вихря увеличивает энергоэффективность за счет снижения интенсивности одностороннего вихря, обладающего более высокой кинетической энергией у ограничивающих поверхностей.

По данным сравнительного анализа численных экспериментов получены следующие выводы:

1. Форма БЛД

Новая удобообтекаемая форма БЛД с увеличенными радиусами поворота канала с радиального направления на осевое позволила уменьшить потерю КПД в среднем на 0,1%, доведя долю потерь КПД от этого участка до величины 0,22%. В таблице 2, индекс 1 соответствует первоначальной форме БЛД с неполным разделительным ребром. Форма БЛД указана на рисунке 9.

2. Влияние установки полного и неполного ребра

В данной работе рассмотрено два вида разделительных ребер: полного (инд №3) и неполного (инд. №1, №2). т.е. с зазором между началом выходного патрубка и выходом из КСК. Неполные разделительные ребра инд. №1 и №2 различаются между собой углом наклона относительно оси выходного патрубка.

В использованной литературе [1] указано, что установка полного ребра способствует снижению потерь за счет уменьшения зоны рециркулирующего течения, но при этом повышаются потери за счет образования застойной зоны под разделительным ребром.

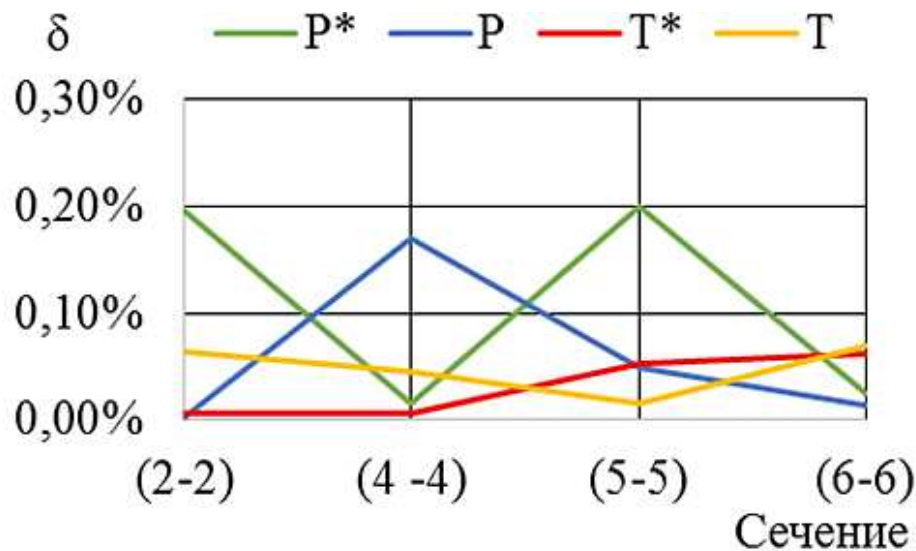


Рисунок 8. Относительная погрешность интегральных параметров в зависимости от сечения камеры

Аналогичные выводы и для неполного ребра, при этом по данным экспериментальных исследований авторов влияние установки полного и неполного ребра на эффективность КСК на оптимальном режиме крайне мало, и наибольший эффект наблюдается при увеличении расхода (характеристика становится более полой). Стоит отметить, что исследования авторов проводились в атмосферных условиях на воздухе для камер с низкими значениями угла $\alpha_2=12-15^\circ$, в то время как для исследованной камеры $\alpha_2=34,9^\circ$ и расчет производился в условиях высокого давления на реальном газе. В результате численных исследований установлено, что для данной КСК наличие неполного ребра значительно улучшает характеристики течения. Это объясняется положительным эффектом от рециркуляционного течения в данных условиях работы.

3. Влияние формы сечений кольцевой сборной камеры

Графики на рис. 6-7 показывают распределение потерь по результатам численных экспериментов в зависимости от коэффициента K_s , напрямую зависящего от интеграла сечения I . Камеры имеют различную форму сечений, поэтому графики разделены на 2 части на рис.7 а) - камера с округлой и круглой формой и б)-остальные камеры. Из графиков видно, что для округлой формы (камеры №13,14,15,16,17,18,19,21) существует наличие оптимума, соответствующее минимальному уровню потерь в камере, причем он не совпадает с оптимальными потерями в патрубке. Результаты для остальных камер, в которых преобладает наличие одного большого радиуса, говорят, что необходимо дальнейшее смещение в сторону меньших значений K_s . Дополнительное влияние на конфигурацию потока оказывает козырек на диафрагме, задающий окружное направление потока, что позволяет разделить потоку на два вращающихся вихря, тем самым уменьшить его кинетическую энергию

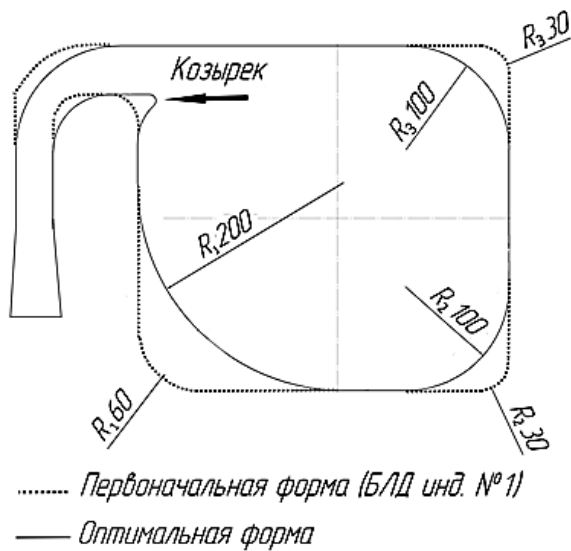


Рисунок 9. Оптимальная (сплошная) и базовая (пунктирная) форма сечения КСК

факторность влияния на эффективность камеры, невозможно более точно указать оптимальные радиусы скруглений, поэтому исследовались и приводятся округленные значения.

Исходя из выше сказанного получен оптимальный вариант (камера №11 в таблице 2) рис.9, обеспечивающий по результатам численных экспериментов в сравнении с остальными рассчитанными кольцевыми сборными камерами наименьший уровень потерь, который составляет $\Delta\eta=1,89\%$ с учетом потерь в БЛД. В таблице 1 указано сопоставление параметров эффективности варианта оптимальной камеры к

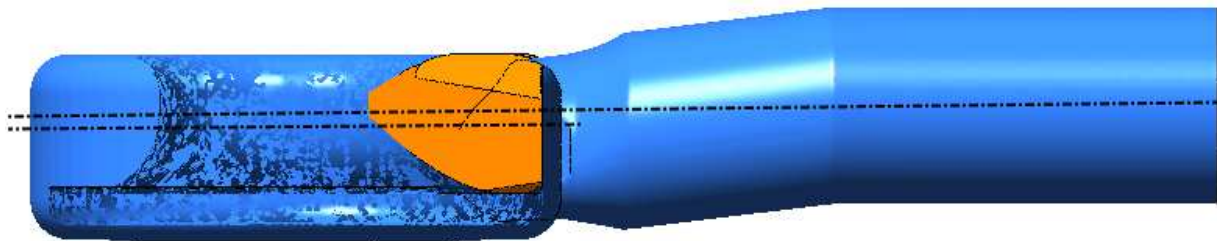


Рисунок 10. Смещение оси патрубка относительно оси КСК

и снизить потери в отличие от отсутствия козырька, когда возникает преимущественно одиночный вихрь с большими потерями. Также на возникновение одиночного вихря влияет и форма сечений кольцевой сборной камеры.

4. Влияние радиусов скруглений сечений кольцевой сборной камеры

Из таблицы 2 можно сделать вывод, что оптимальный вариант при имеющихся технологических ограничениях находится при следующих радиусах скруглений: $R_1=200$ мм, $R_2=100-150$ мм, $R_3=100$. Однако, учитывая много-

базовому. Радиусы скруглений составляют $R_1=200$ мм, $R_2=100$ мм, $R_3=100$ мм. Получившийся вид камеры с $R_1=200$, вероятно обусловлен влиянием выходного патрубка, который из-за конструктивных ограничений смещен от оси выходной камеры (рис.10). Таким образом, поток поджат в сторону смещения оси, что способствует улучшению структуры потока в патрубке. Вероятно, что при совпадении осей наилучшей формой сечения будет являться камера круглого сечения, как описано во многих источниках, поскольку при исследованиях круглой формы уровень потерь в камере сопоставим с оптимальным вари-

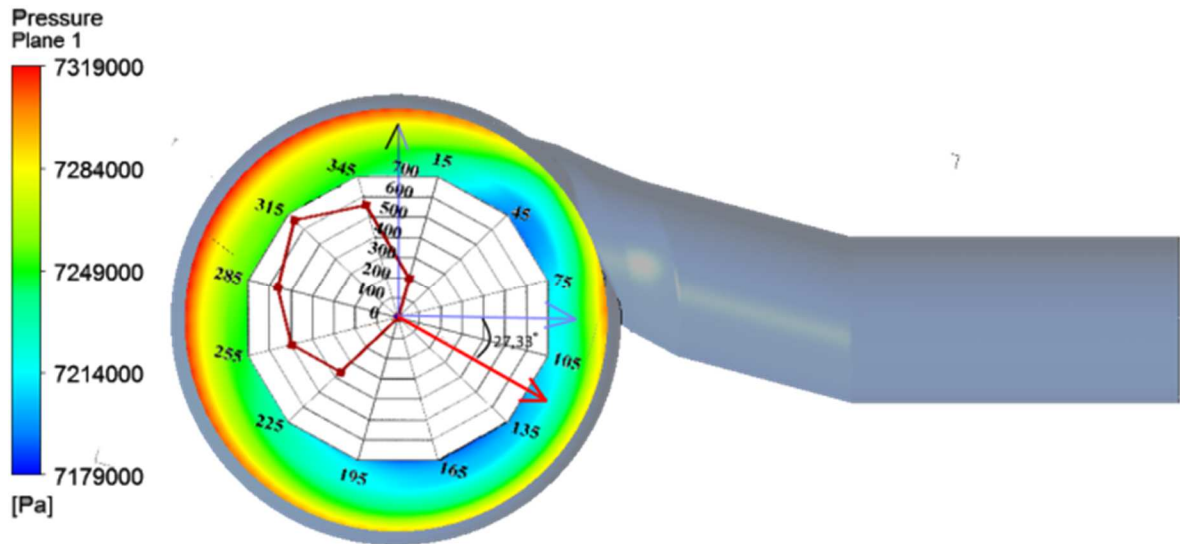


Рисунок 11. Направление вектора статической нагрузки

Таблица 1. Сопоставительная таблица параметров базового и оптимального вариантов

Параметр	Исходный	Оптимальный	Отличие $Y_{\text{откл.}} = \frac{X_{\text{исх.}} - X_{\text{опт.}}}{X_{\text{исх.}}} \cdot 100\%$
Коэф. потерь по полным параметрам ζ^*	0,293	0,176	40%
Скорость потока в начальном сечении $C_{\text{вхл.}}$, м/с	82,76	81,26	2%
КПД КСК, $\eta_{\text{КСК}}$	0,748	0,847	-13%
Потеря КПД, $\Delta\eta_{\text{р-б}}$	0,032	0,018	42%
Относительное значение перепада статического давления, $\Delta_{\text{сб}}$	0,0104	0,0082	21%
Статическая нагрузка, т, тонн	0,256	0,212	17%

антом, однако они имеют высокий уровень потерь в выходном патрубке, видимо, вследствие несоосности.

Конструктивным ограничением для выходных устройств газоперекачивающих центробежных компрессоров, размещаемых в барреле, является малая площадь проходного сечения по

сравнению со значениями, получаемыми при проектировании на оптимальные параметры. Это вызывает повышенные скорости потока в целом в КСК. Можно сделать предварительный вывод по результатам проведения численного эксперимента для данного случая, что одиночный вихрь вслед-

стве высоких значений скоростей у прессора за счет окружной неравно-
 ограничивающих стенок в сечении за- мерности статического давления, ко-
 нижней от оптимального значения торая составляет $m = 0,212$ тонн. (Рис.
 площади вызывает большие значение 11).

потерь на трение у стенок, чем парный

Таблица 2 Данные по исследованию формы сечения кольцевой сборной камеры

№	Интеграл сечения $I, м^2$	отклонение интеграла δ	Козф. сечения K_s	Козф. потерь ζ_{2-6}	Потери КПД в элементах расчетной области				Радиусы скруглений сечения			индекс
					$\Delta\eta_{2-6}$	$\Delta\eta_{2-4}$	$\Delta\eta_{4-5}$	$\Delta\eta_{5-6}$	$R_1, мм$	$R_2, мм$	$R_3, мм$	
1	0,1180	0,0%	0,74	0,293	3,15%	0,34%	2,28%	0,51%	60	30	30	1
2	0,1101	-6,7%	0,69	0,200	2,15%	0,29%	1,77%	0,10%	200	67	30	1
3	0,1020	-13,5%	0,64	0,207	2,23%	0,32%	1,45%	0,45%	166	166	166	1
4	0,1090	-7,6%	0,67	0,230	2,49%	0,41%	1,89%	0,18%	130	130	130	1
5	0,1134	-3,9%	0,71	0,219	2,38%	0,33%	1,86%	0,18%	100	100	100	1
6	0,1070	-9,3%	0,66	0,225	2,42%	0,40%	1,92%	0,10%	200	100	100	1
7	0,1087	-7,9%	0,68	0,199	2,14%	0,28%	1,53%	0,34%	200	100	100	1
8	0,1320	11,8%	0,84	0,272	2,95%	0,20%	2,03%	0,72%	200	100	100	1
9	0,1069	-9,4%	0,66	0,264	2,86%	0,21%	1,79%	0,86%	150	150	100	1
10	0,1069	-9,4%	0,68	0,215	2,32%	0,21%	1,48%	0,63%	150	150	100	2
11	0,1058	-10,3%	0,64	0,174	1,87%	0,21%	1,31%	0,35%	200	100	100	2
12	0,1145	-3,0%	0,69	0,226	2,45%	0,22%	1,63%	0,60%	150	150	100	2
13	0,1077	-8,7%	0,65	0,255	2,77%	0,23%	1,86%	0,68%	190	190	100	2
14	0,0990	-16,1%	0,60	0,210	2,27%	0,22%	1,54%	0,51%	190	166	166	2
15	0,0957	-18,9%	0,58	0,198	2,14%	0,22%	1,45%	0,47%	190	166	166	2
16	0,0925	-21,6%	0,56	0,236	2,57%	0,23%	1,56%	0,79%	190	166	166	2
17	0,1041	-11,8%	0,63	0,233	2,52%	0,22%	1,67%	0,64%	220	80	100	2
18	0,1041	-11,8%	0,66	0,238	2,58%	0,22%	1,68%	0,68%	200	150	100	2
19	0,1072	-9,2%	0,65	0,244	2,65%	0,22%	1,72%	0,70%	220	80	100	2
20	0,1058	-10,3%	0,64	0,222	2,40%	0,21%	1,67%	0,53%	100	200	100	2
21	0,1074	-9,0%	0,65	0,235	2,55%	0,22%	1,69%	0,65%	180	100	100	2
22	0,1090	-7,6%	0,66	0,243	2,63%	0,22%	1,68%	0,73%	200	50	50	2
23	0,1041	-11,8%	0,66	0,546	6,21%	0,29%	3,95%	1,97%	200	150	65	3
24	0,1058	-10,3%	0,64	0,223	2,42%	0,21%	1,52%	0,68%	200	100	100	3
25	0,1145	-3,0%	0,69	0,269	2,96%	0,24%	1,92%	0,80%	150	150	100	3
26	0,1069	-9,4%	0,65	0,272	2,95%	0,24%	1,94%	0,77%	150	150	100	3
27	0,1069	-9,4%	0,69	0,492	5,98%	0,28%	4,18%	1,52%	150	150	100	3
28	0,1180	0,0%	0,72	0,306	3,36%	0,22%	2,29%	0,84%	80	150	100	3
29	0,1156	-2,1%	0,72	0,368	4,09%	0,23%	2,91%	0,94%	100	200	80	3

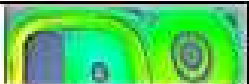
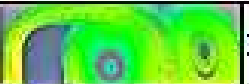
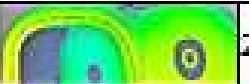
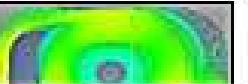
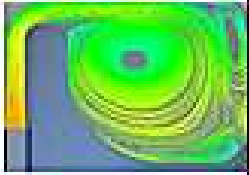
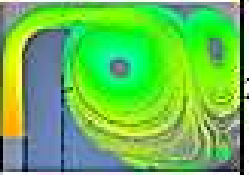
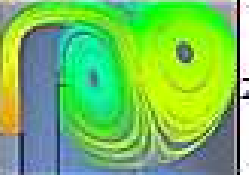
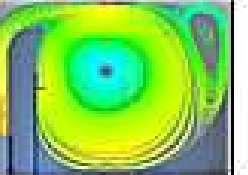
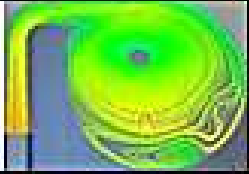
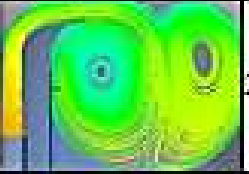
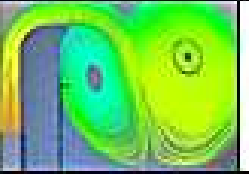
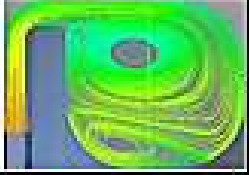
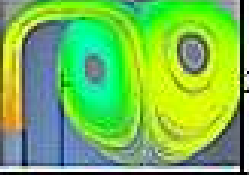
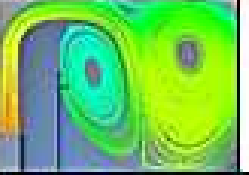
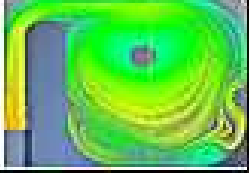
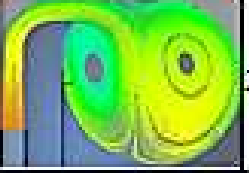
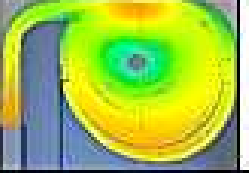
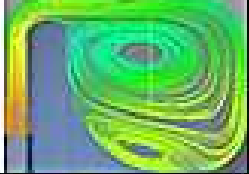
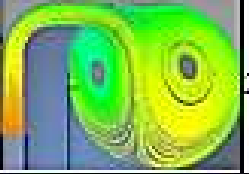
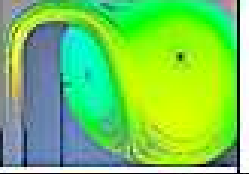
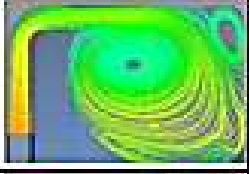
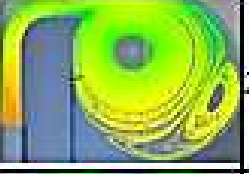
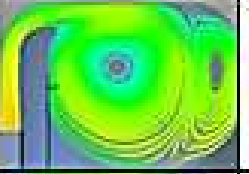
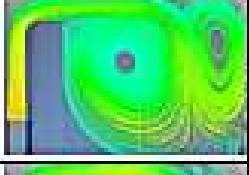
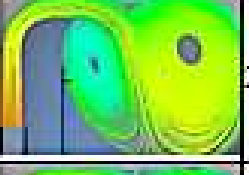

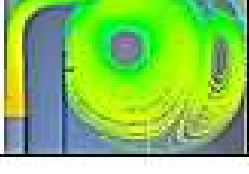
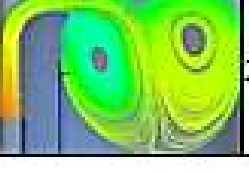
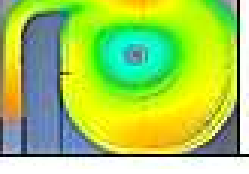
вихрь, в целом имеющий меньшие скорости у внутренних стенок камеры. При этом можно предположить, что у выходной камеры с оптимальным сечением наименьшие потери будут при кругом сечении и одиночном вихре, однако это требует дополнительной проверки численным экспериментом.

Определена величина радиальной нагрузки, действующей на ротор ком-

Выводы

В результате численной оптимизации геометрической формы выходной кольцевой сборной камеры повышена эффективность всей проточной части компрессора оценочно на 1,28% по значению политропного КПД по полным параметрам. Оптимальными для данных условий работы явились следующие основные особенности ис

Таблица 3 Структура потока в расчетном сечении $\theta=360^\circ$ для вариантов формы сечения

1		10		19		28	
2		11		20		29	
3		12		21		-	-
4		13		22		-	-
5		14		23		-	-
6		15		24		-	-
7		16		25		-	-
8		17		26		-	-
9		18		27		-	-

полнения КСК. Первое: наличие козырька при выходе из диффузора, который обеспечивает двойной вихрь в поперечном сечении, который снижает потери на трение у стенок камеры в отличие от одиночного вихря с высокими скоростями на периферии при

уменьшенной площади проходного сечения из-за ограничений диаметра барреля. Второе: наличие неполного разделительного ребра, зазор в которой обеспечивает рециркуляцию по тока в окружном направлении, что уменьшает вихревую зону за ребром и

обеспечивает более плавный переход потока из кольцевой части в выходной патрубков при их несоосности. Третье: форма поперечного сечения с большими радиусами закругления, в том числе обусловленными технологическими ограничениями, отличная от круга, что обеспечивает уменьшенные значения скоростей вихревых потоков у стенок и некоторое увеличение проходного сечения. Подобного рода оптимизация контрольных параметров может использоваться для верифицированных многоступенчатых центробежных компрессоров [5].

Литература:

1. Мифтахов А.А. Исследование, расчет и проектирование выходных устройств центробежных компрессоров. Казань, КХТИ им. С.М. Кирова, 1980, 78 с.
2. Hans W. Untersuchungen der Reibungswirkung bei der Gestaltung der Spiralgehäuse radialer Kreiselverdichter. Maschinenbautechnik, №8, 1959.
3. Krisam F. Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau. VDI, № 11/12, 1953.
4. A.M. Danilishin, Y.V. Kozhukhov, V.V. Neverov, K.G. Malev, Y.R. Mironov. The Task Of Validation Of Gas-Dynamic Of Characteristics Of A Multistage Centrifugal Compressor, For A Natural Gas Booster Compressor Station. AIP Conference Proceedings 1876(1):020046 • August 2017
5. R. A. Van Den Braembussche, B. M. Hande. Experimental and Theoretical Study of the Swirling Flow in Centrifugal Compressor Volute ASME Paper 89-GT-183.
6. Van den Braembussche, R.A. (2006) Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps. In Design and Analysis of High Speed Pumps (pp. 12-1 – 12-26). Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12. Neuilly-sur-Seine, France: RTO.
7. D. Hagelstein, K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper and M. Rautenberg. Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute. J. Turbomach 122(1), 22-31

ТУРБОНАГНЕТАТЕЛЬ С ОСЕВЫМ ГАЗОВЫМ КОМПРЕССОРОМ МОЩНОСТЬЮ 16 МВт

С. А.Вакушин, И.А.Хотеевков (ОКБ имени А. Люльки, г. Москва, Россия)

С целью повышения экономических показателей газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом, применяющихся для компримирования природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов в настоящее время в мире проводится комплексное совершенствование системы газотурбинный привод + компрессор. Одним из направлений совершенствования указанной системы является применение более совершенного по основным параметрам компрессора для повышения давления природного газа в газопроводе и КПД, например применение осевого компрессора вместо используемого повсеместно центробежного компрессора.

В ОКБ им. А. Люльки разработан турбонагнетатель с осевым газовым компрессором мощностью 16 МВт. Проектирование опиралось на огромный

Таблица 1. Основные параметры турбонагнетателя

№ п/п	Наименование параметра	Значение
1	Мощность на валу силовой турбины, кВт	16700
2	КПД газотурбинного привода, %	37
3	Адиабатический КПД осевого газового компрессора	0,897
4	π_k осевого газового компрессора	1,47
5	Расход газа через газовый компрессор, кг/с	256
6	Обороты силовой турбины, об/мин	8200

опыт в области создания самых передовых двигателей для боевой авиации и опыт в создании конверсионных газотурбинных двигателей для газоперекачивающих агрегатов. Основные параметры турбонагнетателя представлены в таблице 1.

Основные плюсы от применения осевого компрессора перед центробежным компрессором – это:

- При одинаковом расходе газа габариты и металлоемкость конструкции более чем в 2,5 раза меньше по сравнению с центробежными компрессорами.
- КПД у осевого компрессора выше чем у центробежного.
- Использование осевого компрессора позволяет применять высокооборотную двухступенчатую силовую турбину с оборотами 8200 об/мин, что ведет к снижению металлоёмкости и улучше-

нию характеристик силовой турбины, а также к упрощению конструкции.

Конечно применение осевого компрессора имеет определенные сложности при эксплуатации, но учитывая имеющийся опыт по проектированию авиационных осевых компрессоров и обеспечению дополнительной очистки компримируемого природного газа на входе в компрессор возможно получить не мене высокие эксплуатационные показатели от применения осевого компрессора.

Общий вид турбонагнетателя с осевым компрессором представлен на рисунке 1. Турбонагнетатель состоит из силовой турбины поз. 3, осевого газового компрессора поз. 1, переходного блока поз. 2. Продукты сгорания из силовой турбины выходят из выхлопного устройства поз. 10. Выхлопное устройство является принадлежностью газоперекачивающего агрегата и

устанавливается независимо от турбо-нагнетателя.

жду силовой турбиной и выхлопным устройством с одной стороны и осевым газовым компрессором с другой стороны расположена защитная стенка для изоляции газового отсека компрессорной станции от приводной части газоперекачивающего агрегата. Силовая турбина соединяется с осевым газовым компрессором при помощи системы валов и стяжек, а также по статорной части с помощью силовых корпусов. Турбоагнетатель составляет единый модуль, однако транспортироваться и монтироваться на компрессорной станции он будет из отдельных подмодулей: силовой турбины, переходного блока и осевого газового компрессора.

Представленный турбоагнетатель мощностью 16 МВт имеет следующие преимущества по сравнению с существующими центробежными:

1. Значительно снижена масса нагнетателя с 30 до 6,6 т, что в свою очередь резко уменьшает металлоёмкость и габариты изделия.
2. Разрешаются транспортные проблемы, так как подмодули турбоагнетателя и весь модуль турбоагнетателя могут перевозиться

всеми видами транспорта, включая воздушный, что особенно ценно для труднодоступных районов.

3. Появляется возможность подключить к изготовлению турбоагнетателей подобного типа мощный интеллектуальный и производственный потенциал военно-промышленного комплекса, в частности, авиационной промышленности, в которой имеется опыт и соответствующее оборудование для изготовления осевых лопаточных агрегатов.
4. Значительно улучшаются газодинамические параметры газоперекачивающего агрегата, что приводит к большой экономии природного газа.
5. Отсутствие маслосистемы с высоким уровнем давления масла, а также потерь масла в газовые магистрали.
6. Появилась возможность диагностики состояния проточной части без разборки нагнетателя
7. Для замены проточной части нагнетателя не требуется демонтаж нагнетателя с основания и отстыковки его от газоперекачивающего агрегата.

Таблица 2. Весовые характеристики турбоагнетателя

№ п/п	Наименование узла	Масса*, кг
1	Силовая турбина	~1400
2	Осевой газовый компрессор	~6586
3	Переходный блок	~417
4	Модуль турбоагнетателя	~8403

* Массы указаны без учёта силовой рамы ГПА

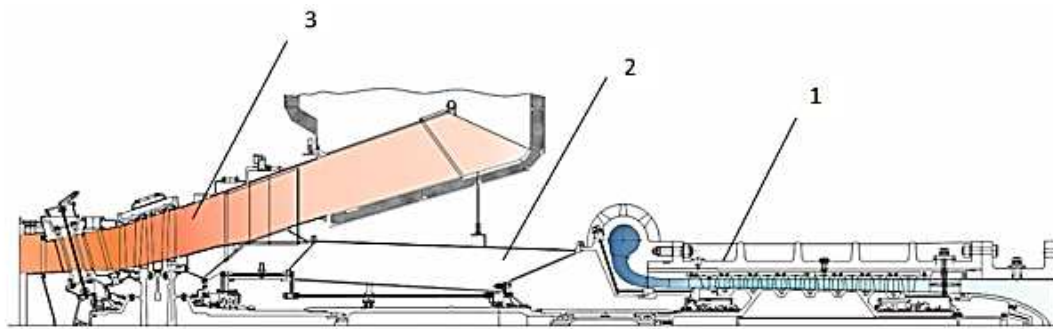


Рисунок 1. Общий вид турбонагнетателя

К особенностям осевого газового компрессора можно отнести необходимость улучшения очистки природного газа перед входом в агрегат и предотвращения помпажей, которые могут привести к поломке подшипников опор.

Целесообразно провести дальнейшую оптимизацию разработанного турбонагнетателя с применением новейших расчётных методов.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ УПЛОТНЕНИЯМИ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА

*Ю.П.Ерышкин, Е.Л.Селянская, С.В.Касьянов,
М.Ю.Карпин, А.Н.Пушкарев (ПАО НПО
"Искра", г. Пермь, Россия)*

Большинство центробежных компрессоров производства НПО "Искра" эксплуатируется в составе газоперекачивающих агрегатов на территории макроклиматических районов с умеренным и холодным климатом. Компрессоры устанавливаются в закрытом отапливаемом и вентилируемом помещении (категория размещения УХЛЗ.1 или 4.1 по ГОСТ 15150-69).

Применение оборудования в труднодоступных районах с суровым климатом требует минимизации участия

персонала станции при выполнении процедур контроля и техобслуживания. Поэтому для повышения автоматизации находят все более широкое применение современные технологии с использованием сухих газодинамических уплотнений (СГУ) и магнитных подвесов ротора (МП).

Принято считать, что использование безмасляных опорно-уплотнительных узлов в центробежном компрессоре позволяет повысить качество перекачиваемого газа и надежность самого процесса компримирования газа, а также снизить эксплуатационные затраты. Тем не менее, анализ энергопотребления компрессоров различной мощности [1] показывает, что компрессоры с магнитным подвесом и СГУ более экономичны в классе мощности до 16 МВт.

На рисунке 1 приведены зависимости затрат мощности на обеспечение работоспособности опорно-уплотнительных узлов от класса мощности компрессора на примере компрессоров в двухступенчатом исполнении со степенью сжатия 1.44.

Затраты мощности для компрессоров с СГУ представлены в диапазонах, определяемых способом регулирования подачи буферного газа. Регулированию по перепаду давления (макси-

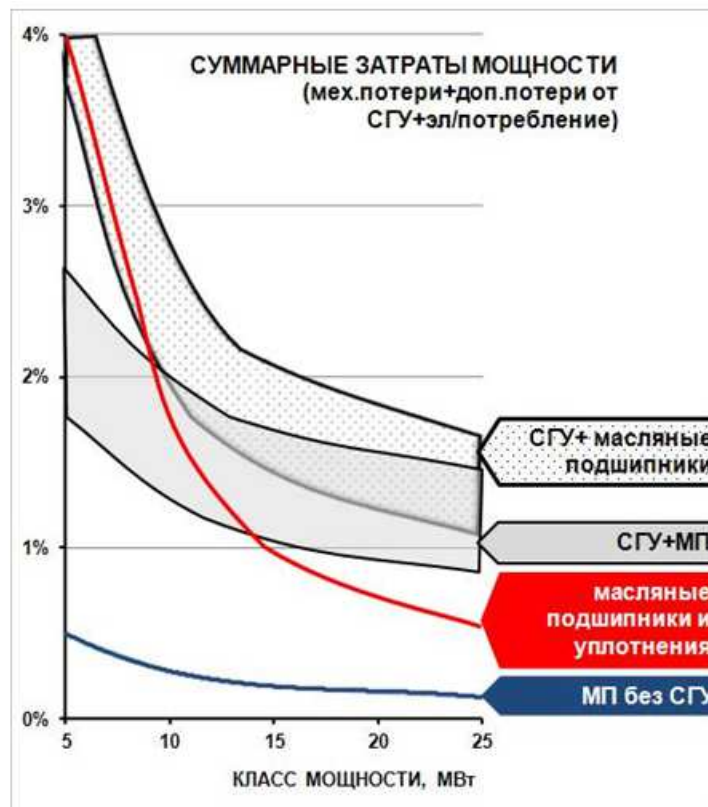


Рисунок 1. Суммарные затраты мощности на обеспечение работоспособности опорно-уплотнительных узлов

мальные расходы в системе подготовки газа) соответствуют верхние границы диапазонов, регулированию по расходу (минимальные расходы в системе подготовки газа) – нижняя граница. В таблице 1 приведены значения основных составляющих затрат мощности, участвующих в анализе для компрессов с безмасляными опорно-уплотнительными узлами.

Минимизация затрат мощности в компрессорах с магнитным подвесом ротора может быть достигнута при исключении из состава газоперекачивающих агрегатов самостоятельных систем подготовки буферного и барьерного газа СГУ. Это может быть реализовано в герметичных компрессорах с магнитным подвесом, работающим в среде перекачиваемого газа, без патронов сухих газодинамических уплотнений (ГДУ). Но в герметичных

компрессорах возникает другой вид потерь мощности, связанный с вращением ротора электродвигателя в газовой среде с высоким давлением.

«Избавиться» от системы подготовки буферного газа для «сухого» компрессора можно при перекачивании осушенного и очищенного неагрессивного газа. В этом случае исключается проблема попадания неочищенного газа с выпадением конденсата воды и/или углеводородов на пары трения уплотнения, исчезают проблемы, связанные с контролем параметров буферного газа на входе в патроны, управлением регуляторами перепада газа, подогревателями газа и прочим оборудованием системы подготовки буферного газа. Но перекачиваемый газ на входе в компрессор при этом должен быть осушен до точки росы

Таблица 1. Затрат мощности на обеспечение работоспособности опорно-уплотнительных узлов

Подача буферного газа	Через панель СГУ		Из проточной части
Подача барьерного газа	Через панель СГУ	Из полостей МП	
Механические потери, кВт			
Опорные подшипники	1		
Упорный подшипник	1		
Концевые уплотнения	3...5		
Дополнительные объемные потери при использовании СГУ, кВт			
На перекачивание дополнительного расхода газа	30...50 кВт		-
На преодоление дополнительной закрутки потока на входе в рабочее колесо первой ступени	60...250 кВт		-
Электропотребление, кВт			
Воздуходувка (МП)	7.5...30		
Ресивер воздуха	1.2...5.5	-	-
Воздуходувка (СГУ)	3.5...22	-	-
Шкаф управления МП	2.5...7.5		
Панель управления СГУ	0.1		-
Подогреватель буферного газа	6..27		-
Подогреватель барьерного газа	3...9	-	-
Дожимной компрессор буферного газа системы СГУ (бустер)	5...8		-
ИТОГО:			
Потери мощности, кВт	95...307		5...7
Электропотребление, кВт	28.8...109.1	21.1...72.6	10...37.5

(по воде и углеводородам) ниже, как минимум на 20°C температуры на входе в компрессор, и содержать примеси размером не более 5 мкм с концентрацией до 1 мг/м³.

Исключение СГУ из состава компрессора с магнитным подвесом ротора позволит сэкономить 0.2...1 МВт ч электроэнергии в системах обеспечения и снизить на 0.6...1.6% затраты мощности привода на сжатие газа.

Выбор в пользу системы подготовки

газа для системы сухих газодинамических уплотнений или газа на входе в компрессор должен быть экономически обоснован для каждого объекта эксплуатации. При этом кроме стоимости оборудования должны быть учтены затраты эксплуатирующей организации на обслуживание и поддержание в рабочем состоянии оборудования. Например, для варианта отсутствия очистки и осушки газа на входе необходимо учитывать затраты на обслуживание систем подготовки газа и затраты на восстановление про-

точного тракта компрессора из-за износа деталей и узлов по причине попадания механических примесей.

Применение более глубокой подготовки газа непосредственно на входе в компрессор позволяет повысить ресурс компрессора и его надежность, в том числе и из-за упрощения системы управления и сокращения количества контролируемых параметров при исключении системы подготовки буферного газа вместе с панелью управления СГУ.

В случае негерметичного компрессора подача барьерного газа на СГУ может быть организована из системы охлаждения магнитных подшипников.

При отсутствии возможности организации качественной подготовки газа на входе в компрессор ответственность за работоспособность компрессора с СГУ переносится на САУ ГПА и системы подготовки буферного и барьерного газа, которые в последнее время имеют тенденции к усложнению и удорожанию.

Главная проблема связана с относительной «новизной» технологии герметизации компрессора с использованием газодинамических уплотнений. Дороговизна комплектующих системы СГУ и отсутствие четких критериев выхода из строя пар трения ГДУ приводит к возникновению сильного беспокойства со стороны эксплуатации при любом минимальном отклонении от нормы любого параметра (даже временного не приводящего к нарушению работоспособности) системы.

Критериями работоспособности патрона сухого газодинамического уплотнения являются расход и давле-

ние газа в линии утечки после первой (основной) ступени уплотнения и допустимая концентрация газа в линии утечки после второй (резервной) ступени уплотнения.

Опасение эксплуатирующей организации вывести из строя дорогостоящие узлы ГДУ и оказаться из-за этого в простое из-за длительного ожидания оказания сервисных услуг поставщиком СГУ приводят к увеличению контролируемых параметров. Это в свою очередь снижает надежность системы.

В таблице 2 приведен перечень контролируемых параметров в системах подготовки газа СГУ для нескольких способов регулирования подачи буферного газа

Вариант 1 - Регулирование по величине расхода в линии подачи буферного газа в патрон ГДУ

Вариант 2 - Регулирование по величине перепада давления между давлением за регулятором давления и отбором импульса давления из полостей компрессора (трубопровод уравнивательной линии, задуманная полость и др.)

Вариант 3 - Регулирование по величине перепада давления на конечном лабиринте проточной части

Вариант 4 - Комбинация Варианта 1 и Варианта 2

На практике ни одна из упомянутых схем в настоящий момент не дала гарантированного результата, потому что на работоспособность СГУ кроме режимов работы компрессора оказывает влияние конструктивное исполнение компрессора, комплектующие систем обеспечены и многие другие факторы.

Таблица 2. Количество контролируемых параметров для различных вариантов {дополнительные опции}

Способ регулирования подачи буферного газа	ТТТ СГУ [2]	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 1 + Вариант 2
Перед панелью СГУ					
Температура буферного газа после электроподогревателя		1	1	1	1
Давление буферного газа		1	1	1	1
Перепад давления буферного газа на фильтрах грубой очистки		1	1	1	1
Перепад давления буферного газа на фильтрах тонкой очистки	1 (п.6.5)	1	1	1	1
Температура барьерного газа		1	1	1	1
Давление барьерного газа	1 (п.6.4)	1	1	1	1
{Расход барьерного газа}		{1}	{1}	{1}	{1}
Для дожимного компрессора в системе буферного газа					
Сила тока, напряжение		2	2	2	2
Перепад давления буферного газа		1	1	1	1
В панели СГУ					
Перепад давления буферного газа за регулятором «газ-газ»	1 (п.6.2)		1	1	1
Перепад давления буферного газа на концевом лабиринте				2	1
Расход буферного газа для каждого патрона		2			2
{Импульс давления из задуммисной области}		{1}			{1}
{Перепад давления барьерного газа на барьерном уплотнении при подаче барьерного газа из полостей магнитного подшипника}		{2}	{2}	{2}	{2}
Линия утечки после первой ступени ГДУ					
Давление	2 (п.6.3)	2	2	2	2
Расход		2	2	2	2
Разрывная мембрана	2 (п.6.6, 6.7)	2	2	2	2
Линия утечки после второй ступени ГДУ					
Датчик загазованности		2	2	2	2
Итого	7	19 {+4}	18 {+3}	20 {+3}	21 {+4}

В частности, в ходе ввода в эксплуатацию на линейных компрессорных станциях газопровода «Бованенково-Ухта» ГПА серии «Урал» с центробежными компрессорами с СГУ и магнитными подвесами ротора был выявлен комплекс проблем, связанных с нарушением работоспособности патронов СГУ.

При проектировании системы СГУ не было учтено, что при отсутствии в компрессоре уравнивающей линии между патронами СГУ увеличивается пропускная способность системы подачи буферного газа. Кроме того, реализованная в панели управления СГУ схема регулирования подачи буферного газа по перепаду давления на регуляторе не ограничивает подачу избыточного объема буферного газа в ком-

прессор. В результате регулятор давления и фильтры тонкой очистки были выбраны на меньшие расходы. Это привело к нестабильной работе регулятора и быстрому загрязнению фильтров. В свою очередь быстрое повышение гидравлического сопротивления фильтров привело к снижению перепада давления на концевых уплотнениях проточной части до недопустимых, в том числе отрицательных величин. Результат – попадание неочищенного газа на контактные поверхности торцевого уплотнения и их загрязнение.

Обследования и последующий анализ выявил зависимость отказов при работе оборудования от температуры перекачиваемого технологического газа на входе в компрессор (-15...5°C) и низкой температуры окружающей

среды.

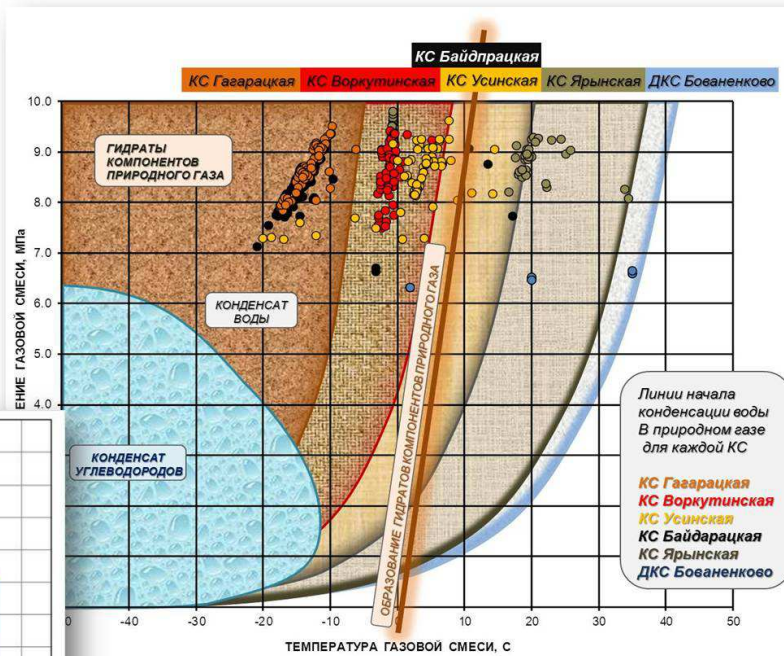
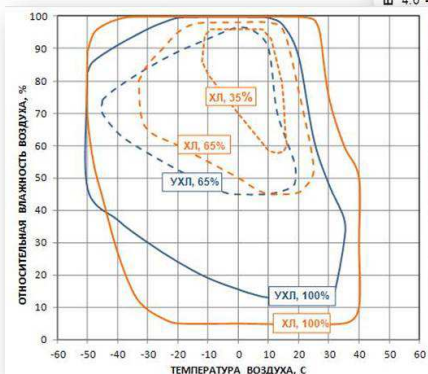
Анализ работы систем СГУ, стационарных систем, систем обеспечения буферным и барьерным газом выявил, что при низких температурах окружающей среды технологический газ охлаждает крышки компрессора, в которых организованы каналы подачи буферного и барьерного газов. Это создает возможность выпадения конденсата из буферного и барьерного газа на рабочие поверхности ступеней узлов ГДУ, что в свою очередь вызывает нарушение в работе уплотнительных пар (особенно на пусковых режимах).

На рисунке 2 режимы работы компрессорных станций по параметрам газа на входе в компрессоры наложены на диаграммы фазового состояния перекачиваемого газа. Граница гидратообразования попадает в зону рабо-

Все КС МГ «Бованенково-Ухта» - на всех режимах работы большая вероятность выпадения конденсата воды в газе

КС Гагарацкая, Воркутинская, Усинская, Байдарацкая - при останове под давлением возможно гидратообразование компонентов природного газа

КС Гагарацкая, Усинская, Байдарацкая – при заполнении контура вероятно выпадение конденсата углеводородов



Все КС МГ «Бованенково-Ухта» – вероятно выпадение конденсата воды в трубопроводах забора окружающего воздуха и свечах сброса воздуха в атмосферу на неработающем ГПА

Рисунок 2. Параметры перекачиваемого газа и климатограммы на компрессорных станциях

чих режимов ряда компрессорных станций. Здесь же приведены климатограммы для районов расположения компрессорных станций.

Примечание: Замкнутыми линиями ограничены области, в которые попадают сочетания «влажность – температура» по статистическим данным ГОСТ 15150-69 с соответствующей доверительной вероятностью 100%, 65% и 35%. Для районов с холодным климатом разброс соотношений «влажность – температура» больше, чем для районов с умеренным климатом. Более вероятны сочетания климатических факторов повышенной влажности при повышенной температуре воздуха и низкой влажности при любой температуре воздуха.

Еще одна выявленная проблема характеризовалась повышенным давлением в линии утечки первой ступени ГДУ и загазованностью в линии утечки 2 ступени ГДУ. Это явилось следствием загрязнения контактных пар уплотнения в результате попадания на них конденсата и применения в составе патронов СГУ в качестве вторичных уплотнений полимерных колец, которые теряют уплотнительные свойства при попадании загрязнений, при низких температурах и длительном хранении.

Таким образом, причиной возникших проблем явилось систематическое загрязнение контактных поверхностей уплотнений первой и второй ступени.

По результатам обследования работы систем СГУ на объектах заказчика и анализа сложившейся ситуации были реализованы мероприятия для обеспечения снижения нерасчетных расходов газа в системах подготовки и ис-

ключения конденсата образования при работе в условиях подачи низкотемпературного газа, так же сокращающее затраты электроэнергии.

Исключение отдельной системы подготовки барьерного газа с подачей защитного газа из полостей магнитного подвеса ко второй ступени ГДУ гарантированно повышает его температуру на входе в патрон ГДУ и исключает выпадение конденсата воды. При этом сокращаются объемы подготавливаемого газа и количество, и энергопотребление используемого оборудования.

Организация отбора буферного газа из нагнетательного патрубка ЦБК позволило повысить температуру буферного газа и снизить нагрузку на нагреватель газа, сократив его энергопотребление.

В конструкции ЦБК и системе подачи буферного газа установлены дополнительные сопротивления, обеспечивающие выравнивание расходов буферного газа со стороны всаса и нагнетания, а также снижающие расходы в системе. Установка дополнительная уравнивательная линия, соединяющая полости патронов СГУ позволяет снизить расходы на 20-60% по сравнению с вариантами с отбором импульса давления из трубопровода уравнивательной линии между задуммисной полостью и всасывающей камерой. Отбор импульса давления из трубопровода уравнивательной линии между патронами СГУ увеличивает точность контроля перепада давления на регуляторе «газ-газ».

Схема регулирования «по расходу» рекомендована как наиболее эконо-

мичная при создании нового оборудования.

При экспериментах с перепадами давления на концевом лабиринте проточной части были зафиксированы отрицательные перепады давления на некоторых режимах работы ГПА. При этом измерение расхода с помощью ультразвукового расходомера показало положительное направление течения газа. Подобное явление было вызвано тем, что измерение перепада давления проводилось по статическим параметрам без учета скоростного напора. При оценке по полным давлениям перепад давления на лабиринте был положительным. Для исключения подобных ситуаций при проектировании необходимо грамотно организовывать точки отбора давления и учитывать наличие скоростного напора при обработке сигналов в САУ ГПА.

Доработки ЦБК и систем обеспечения из состава ГПА на КС газопровода «Бованенково-Ухта» дали положительный эффект. Система СГУ успешно апробирована на ранее поставленных компрессорах для «Газпром трансгаз Ухта» [3]. В настоящее время замечания от эксплуатирующей организации отсутствуют.

Литература:

1. Соколовский М.И., Ерышкин Ю.П., Селянская Е.Л., Касьянов С.В. Способы повышения энергоэффективности центробежных компрессоров // Деловой журнал *Neftegaz.RU*, 2018, №2, с.80-87.
2. Типовые технические требования к газодинамическим уплотнениям центробежных нагнетателей

природного газа и системам, обеспечивающим их работоспособность // ООО «Газпром ВНИИГАЗ», 2006, Москва.

3. Капустин В.Н. Опыт эксплуатации сухих газодинамических уплотнений центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность, №12 / 746 /2016, с.42-44. ООО «ПАО "ГАЗПРОМ" трансгаз Ухта» (Ухта РФ)

УСТАНОВКА ПОДАЧИ РАСТВОРА УПР-ТПГ ДЛЯ ПРОМЫВКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Авторы: В.Т.Никитин, В.А.Доценко, А.А.Петухов (ООО «Нанотекст», Санкт-Петербург, Россия); Соавторы: Полозов В.Н., Кувытченко Б.Г., (ООО «Нанотекст», Санкт-Петербург, Россия); Шигин В.А. (ОАО «Томскгазпром», г. Томск, Россия)

Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов на дожимных компрессорных станциях газовых месторождений обладает рядом специфических особенностей в сравнении с компрессорными станциями магистральных газопроводов. Одна из них – это компримирование сырого и неочищенного газа, приводящая к снижению технического состояния газоперекачивающих агрегатов.

Загрязнение проточной части ЦБК приводит к следующим факторам:

1. Снижение коэффициента технического состояния ЦБК;
2. Снижение политропного КПД;
3. Снижение степени сжатия;

4. Увеличение общего уровня виброперемещений ротора ЦБК по передней и задней опоре.

Специалистами ООО «Нанотект» по согласованному со специалистами ООО «Газпром добыча Надым» заданию была разработана и изготовлена установка для промывки проточной части ЦБК на ходу (рис. 1). При изготовлении установки применяются комплектующие российского производства.



Рисунок 1. Установка УПР-ТПГ стационарная, для промывки ЦБК

Принцип работы системы основан на периодическом впрыске раствора - очистителя через установленные на всасе ЦБК специально разработанные блоки форсунок. Рекомендации по проведению промывки разрабатываются индивидуально, учитывая геологические и геохимические особенности месторождения. Подбор химического состава растворов для промывки также производится индивидуально, в зависимости от типа и состава отложений.

В 2016 году были проведены испытания установки на ДКС Юбилейного

месторождения на трех газоперекачивающих агрегатах, ЦБК двух модификаций: с масляными подшипниками скольжения и с активными магнитными подшипниками.

По результатам промывки трех ГПА отмечено увеличение коэффициента технического состояния ЦБК (1,58-8,4%), увеличение политропного КПД (0,9-1,56%) (см. График фактического политропного КПД до и после промывки), увеличение степени сжатия компрессора (0,9-1,52%), снижение уровня вибраций ротора по передней и задней опорам (со 120 мкм до 42 мкм). Среднее время промывки одного нагнетателя составило 5 часов.

В октябре-ноябре 2016 года были проведены испытания установки УПР-ТПГ, растворов НТ-110 и НТ-310 на территории ОАО «Томскгазпром» по промывке ЦБК, аппаратов воздушного охлаждения газа (далее – АВОг) и промывке газозвдушного тракта (далее – ГВТ) двигателя Д-30ЭУ-6 на ре-



Рисунок 2. Рабочее колесо ЦБК до и после промывки

жиме ХП (рис 3). До проведения промывки проводился визуальный осмотр лопаток ВНА, а так же осмотр лопаток

компрессора эндоскопом: лопатки за-
грязнены, цвет отложений черный.

Результаты промывки:

1. Цвет сливаемой жидкости изме-
нился от черного до прозрачного;
2. Визуальный осмотр лопаток ВНА и
рабочих лопаток 1-ой ступени ком-
прессора показал, что лопатки от-
мыты до металлического блеска;
3. Осмотр лопаток компрессора эндо-
скопом показал, что лопатки отмы-
ты до металлического блеска.

Исходя из результатов проведенных
испытаний, можно заключить, что эф-
фективность раствора-очистителя НТ-
110 производства ООО «Нанотект» не
уступает аналогичным растворам рос-
сийского и зарубежного производства.



Рисунок 3. Лопатки ВНА и рабочие ло-
патки 1-ой ступени ГВТ до и после про-
мывки раствором НТ-110.

Эксплуатация АВОг на ДКС и станци-
ях компримирования попутного
нефтяного газа (далее – ПНГ) облада-
ет рядом специфических особеннос-
тей, таких как неочищенный сырой
газ и ПНГ с большим количеством ас-
фальтенов, парафинов и механических
примесей. Отложения накапливаются
во внутритрубном пространстве, что
приводит к снижению коэффициента

теплопередачи и уменьшению про-
ходного сечения трубного пучка. Для
решения проблемы с загрязнением
внутритрубного пространства может
применяться та же технология, что и
по промывке ЦБК на рабочем режиме.
Данная технология была успешно
опробована на территории ОАО
«Томскгазпром» (рис.4).

Установка УПР-ТПГ изготавливается
во взрывозащищенном исполнении в
следующих модификациях:

1. Стационарная автоматизированная:
 - Базовая для промывки ЦБК;



Рисунок 4. Трубный пучок АВОг до и
после промывки раствором НТ-310.

- Расширенная для промывки
ЦБК и ОК.
2. На шасси:
 - Базовая для промывки ЦБК и
АВОг;
 - Расширенная для промывки
ЦБК, ОК и АВОг.

В настоящее время технология по
промывке ЦБК на рабочем режиме
находится на рассмотрении в Депар-
таменте ПАО «Газпром» и одобрена к
применению АО «Оргэнернгогаз» на
объектах ПАО «Газпром». Так же тех-
нология и оборудование согласовано с
производителями компрессорного
оборудования, такими как ПАО НПО
«Искра» и АО «Казанькомпрессор-
маш». Все растворы прошли испыта-
ния на взаимодействие с металлами

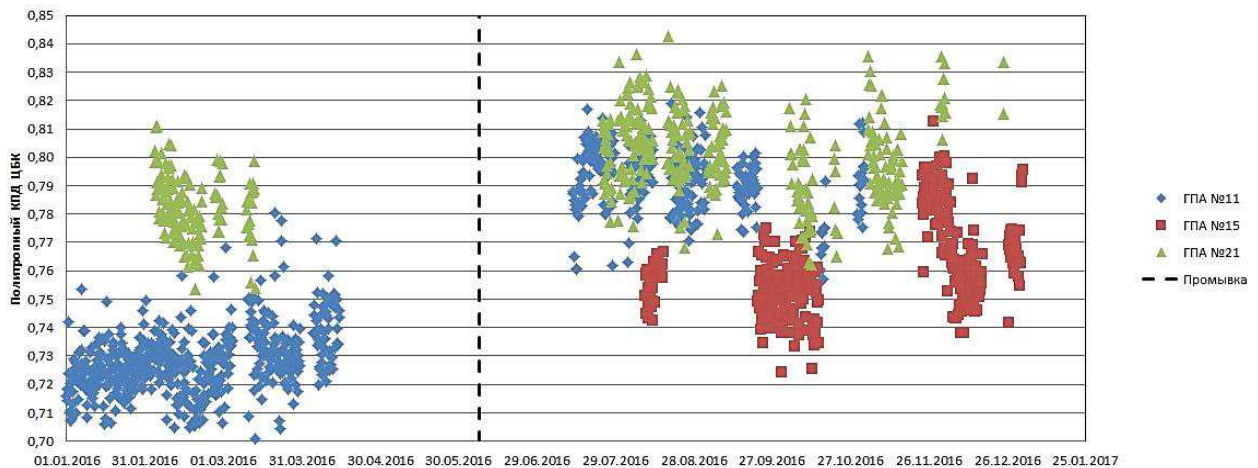


График фактического политропного КПД ЦБК до и после проведения работ по промывке ГПА №№11,15,21.

СПЧ ЦБК и ГВТ ГТУ в ОАО НПО «ЦКТИ» им. Ползунова.

ТЕХНОЛОГИИ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА ПРИРОДНОГО ГАЗА В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

*С.В.Нефедов, С.Ю.Сальников,
В.А.Щуровский(ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,
г. Москва, Россия)*

В Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации (утверждена Указом президента РФ от 1 декабря 2016 года №642) отмечается, что с образованием Российской Федерации и переходом экономики на рыночный путь развития Государственная научно-техническая политика с 1991 года прошла два значимых этапа:

а) первый этап (1991-2001 годы) - этап кризисной оптимизации и адаптации к рыночной экономике, основной стратегической целью которого было сохранение научно-технологического потенциала страны,

б) второй этап (с начала 2000-х годов

и по настоящее время) – этап перехода России к инновационной экономике.

Именно в период отмеченного второго этапа газовая отрасль совершила значимый рывок в технологическом развитии, который позволил реализовать ряд масштабных «мегапроектов» по транспортировке газа отечественным и зарубежным потребителям, не имеющих аналогов в мировой практике [1].

Современные условия эксплуатации и развития ЕСГ (новые угрозы и вызовы):

- ✓ Перемещение центров добычи на Ямал и шельф;
- ✓ Истощение источников Надым-Пуртазовского региона;
- ✓ Создание системы газоснабжения Восточной Сибири и Дальнего Востока;
- ✓ Диверсификация экспортных потоков газа;
- ✓ Независимые поставщики газа (потребности в услугах транспортировки газа);
- ✓ Конкуренция сжиженного природного газа (СПГ);

- ✓ Сложные природно-климатические и геологические условия;
- ✓ Сложность компонентного состава транспортируемого газа;
- ✓ Напряженность внешнего воздействия (безопасность и экология);
- ✓ «Секторальные санкции» и импортозависимость.

На протяжении десятилетий техническое состояние газотранспортной системы (ГТС) ПАО «Газпром» поддерживается на уровне, достаточном для выполнения функций транспортировки газа потребителям.

Суммарная протяженность газотранспортной системы России составляет более 180 тыс. км и включает газопроводы длиной от нескольких сотен километров до 4–5 тыс. км. Количество параллельных ниток трубопроводов достигает десяти. Такими мощными системами являются газопроводы, транспортирующие газ с полуострова Ямал и Надым-Пур-Тазовского региона к западным границам бывшего СССР. На собственные нужды расходуется около 8% объема транспортируемого газа, при этом в год в атмосферу выбрасывается примерно 140 тыс. тонн оксидов азота и 190 тыс. тонн оксида углерода. Диаметры магистральных газопроводов – от 400 до 1420 мм, рабочие давления: 5,45-7,45-8,35-9,8-11,8 МПа.

В настоящий период ПАО «Газпром» сооружены и введены в эксплуатацию газотранспортные системы, получившие публичное наименование

«мегапроекты»: «Голубой поток», «Североевропейский газопровод» (СЕГ), «Сахалин-Хабаровск-Владивосток», «Бованенково-Ухта», «Ухта-Торжок»; проектируются и сооружаются «Южный (Турецкий) поток» и «Сила Сибири».

К современным отечественным тенденциям в улучшении технологического уровня и перспективного развития ЕСГ относятся [2]:

- новые подходы к оптимизации вновь сооружаемых газопроводов по сравнению с существующими ГТС, включающие актуализацию экономических (тарифы), ресурсосберегающих, политических, социальных критериев, и обоснование оптимальных технологических параметров (повышение уровня рабочего давления, диаметра и толщины стенки труб, класса прочности, степени сжатия, расстояния между КС, мощностных характеристик КС и т. д.);
- создание нормативно-методической базы для обоснования технических и технико-экономических решений перспективного преобразования ГТС;
- создание новой техники и технологий в транспорте газа;
- разработка технических решений, позволяющих обеспечить надежность и эффективность ГТС.

Реализация перспективных технологий и технических решений

при проектировании новых систем трубопроводного транспорта газа обуславливают их следующие особенности:

- ✓ Новые ГТС индивидуальны (по сравнению с проектами предшествующего периода);
- ✓ Повышение давления и внутреннее покрытие труб несколько сдвигает оптимум параметров ГТС (прежде всего проектной производительности);
- ✓ Расстояния между КС и, соответственно, степени сжатия имеют больший «разброс» из-за приспособленности к условиям прохождения трассы;
- ✓ Более широко используется метод баланса «лупинг – мощность КС»;
- ✓ Учитывается выбор единичных мощностей ГПА;
- ✓ Вывод ГТС на проектные параметры осуществляется длительное время;
- ✓ Специфика головных и концевых КС (технологические комплексы на промышленных сооружениях и «береговые» КС);
- ✓ Имеется параметрическое разнообразие дожимных, головных, линейных и КС ПХГ, обеспечиваемое системой «базовых» модификаций газокomppressorного оборудования.
- ✓ При реализации проектов новых ГТС и МГ обоснованы, созданы и использованы следующие прогрессивные технико-технологические решения:
- ✓ Повышение рабочего давления до 9,8 и 11,8 МПа;
- ✓ Высокопрочные трубы с внутренним гладкостным покрытием для уменьшения гидравлических потерь;
- ✓ Энергоэффективные газотурбинные приводы нового поколения мощностью от 2,5 до 32 МВт (в отдельных проектах до 50 МВт); показатели эффективности – КПД 32-40% в зависимости от мощности;
- ✓ Газовые компрессоры различного технологического назначения, включая компрессоры с последовательно-параллельным переключением и многокорпусного исполнения; сменные проточные части (СПЧ) в качестве инструмента оптимизации и энергосбережения, КПД 80-90 %;
- ✓ Укрупнение единичных мощностей ГПА; возможность этапного ввода мощностей КС;
- ✓ Упрощение технологии КС за счет безшлейфовой и модульной компоновки ГПА и другого технологического оборудования; сокращение «горячих» технологических трубопроводов, минимизация потребности диагностики; перенос цеховых систем (функций) на агрегатный уровень;
- ✓ Современные регулируемые электроприводы (реконструкция МГ «Парабель-Кузбасс»)
- ✓ Комплексные системы компримирования и охлаждения газа с применением турбодетандерных технологий в зонах вечной мерзлоты;

- ✓ Системные программно-быть кратко иллюстрированы на оптимизационные комплексы; примере северного и восточного
- ✓ Технологии ремонта газопроводов направлений транспортировки и под давлением и мобильные поставок газа (рис. 1 и 2).



Рисунок 1. Удельный расход ТЭР в в транспорте газа

- компрессорные установки;
- ✓ Ограничение эмиссии загрязняющих веществ (ЗВ) за счет повышения КПД газоперекачивающего оборудования и использования «сухих» методов сжигания;
- ✓ Сокращение потребности электропотребления собственных нужд КЦ и ГПА;
- ✓ Современные системы управления КС на базе унифицированных агрегатных и цеховых САУ для обеспечения дистанционного управления и малолюдной эксплуатации;
- ✓ Инновационная продукция малых и средних предприятий, созданная для ПАО «Газпром» для совершенствования систем и элементов ГТС.

Особенности «мегапроектов» могут

Система «Бованенково–Ухта» [3] представляет собой уникальный газотранспортный комплекс, не имеющий аналогов в мировой практике. Энерготехнологические особенности проекта: рабочее давление 11,8 МПа, гладкостное внутреннее покрытие, ГПА мощностью 16, 25 и 32 МВт с КПД газотурбинного привода 36-38%, безшлейфовая и модульная компоновка ГПА с агрегатным АВО газа, обеспечивающие уменьшение потерь давления в технологических коммуникация, обеспечение температурного режима подводного перехода участков с вечномерзлыми грунтами с применением турбодетандерных технологий. Дожимная КС в составе газового промысла должна обеспечивать низкотемпературный процесс подготовки газа к транспорту с применением турбодетандеров при из-

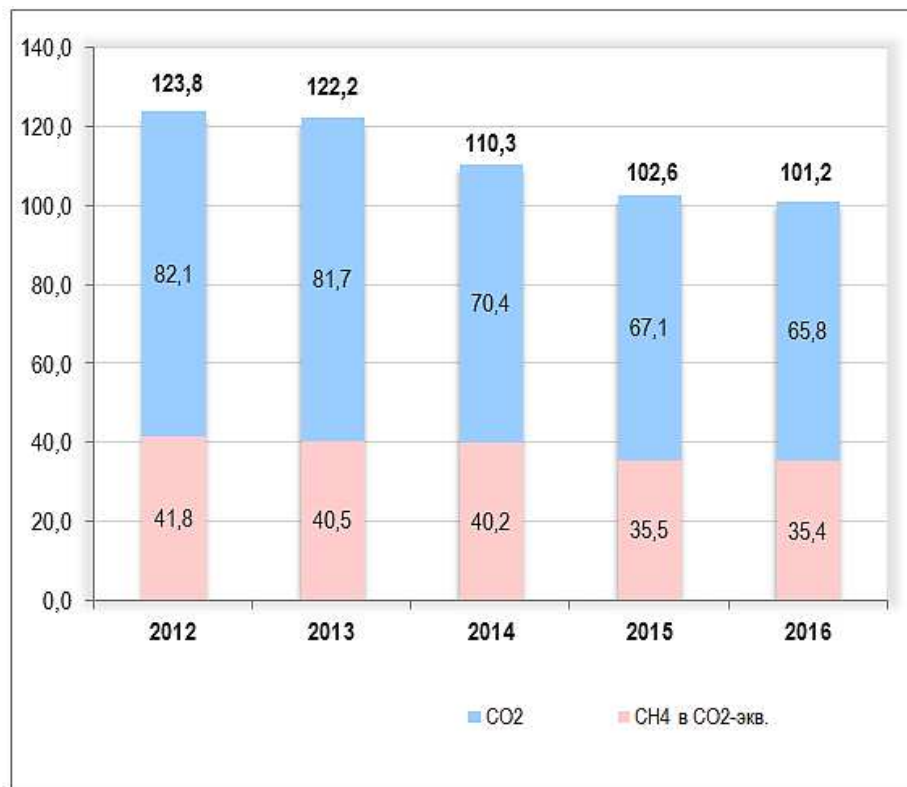


Рисунок 2. Выбросы парниковых газов ПАО «Газпром»

меняющихся степенях сжатия (от 1,0 до 10,0 в течение 30-ти лет), давлении на выходе около 11,0 МПа и переменной производительности на разных этапах эксплуатации месторождения. Головная КС в составе газового промысла должна обеспечивать заданную производительность (30 млрд м³ в двух модулях ГП-2) с давлением выхода 12 МПа и температурой минус 2-7 оС при степени сжатия около 2. КС Байдарацкая должна обеспечить не только давление, но и температурный режим морского перехода с возможностью отключения его ниток для техобслуживания; для этой цели предусмотрен дополнительный резерв мощности КС. КС Ярынская представляет собой единый компрессорно-детандерно-рекуперативный комплекс для обеспечения транспорта при

отрицательных температурах. Остальные 7 КС имеют бесшлейфовое подключение и модульную компоновку ГПА с агрегатными АВО газа и отличаются большой единичной мощностью (32 МВт) с КПД газотурбинного привода 36-38%.

Энерготехнологические особенности проекта СЕГ [4]: рабочее давление 9,8 МПа (сухопутный участок) и 22 МПа (морской участок), гладкостное внутреннее покрытие, ГПА мощностью 16 и 25 МВт с КПД ГТУ 35-36% (сухопутный участок). Морской участок начинается с КС Портовая, которая будет наиболее мощной и энергоэффективной в мире. Техничко-технологические особенности КС Портовая:

- Степень сжатия до 3,5; давление перед морским переходом 22 МПа; установка осушки газа,

- обеспечивающая кондиционность газа в подводном переходе;
- Комбинированная схема: 6 ГПА фирмы Rolls-Royce единичной мощностью 50 МВт (Trent 60) и 2 агрегата 25 МВт (RB 211);
- Применены двухсекционные ЦБК с промежуточным охлаждением между секциями; КПД газотурбинного привода – более 40%, КПД процесса сжатия – около 85%;
- Эмиссия оксидов азота (50 мг/м³) с выхлопными газами – на уровне лучших мировых образцов;
- Для защиты морского участка СЕГ («Норд-Стрим»), проектируемого из трех сегментов, рассчитанных на разные давления, предусмотрены: применение автоматического аварийного крана; система автоматического управления КЦ с функциями защиты морского участка.

МГ «Сила Сибири» [1] предназначен для газоснабжения регионов Дальневосточного Федерального округа РФ с учетом экспорта на рынки Китая. Основные особенности МГ связаны со сложными условиями его сооружения и эксплуатации: резко-континентальный климат, сейсмичность, активные тектонические разломы, горные хребты высотой 1600–1800м, малонаселенность территории, многолетнемерзлые грунты, нестандартный компонентный состав газа (высокое содержание азота) и др. Для этих условий оптимизирована ресурсо-, энерго- и трудосберегающая технология транспортировки газа:

производительность (на экспорт) около 32 (с развитием до 38) млрд. куб. м /год, протяженность транспортировки около 3000 км (на полное развитие предусматривается 71,5 % лупингов), на первом участке (около 2000 км до газоперерабатывающего завода) транспортируемый газ содержит около 7% азота, труба Ду 1400 с внутренним покрытием, рабочее давление 9,91 МПа, 8 КС на расстоянии в среднем около 250 км, степень сжатия КС 1,35–1,65, газотурбинные агрегаты типоразмера 16, 25 и 32 МВт.

Начиная с 1991 г., ПАО «Газпром» реализованы 6 общепромышленных программ реконструкции объектов транспорта газа, которые обеспечили реальный технологический эффект, выражающийся в повышении производственной мощности (производительности) ГТС, снижении энергозатрат на транспорт газа, сокращении риска возникновения аварийных ситуаций, снижении выбросов вредных веществ в атмосферу; сокращении доли КС с неблагоприятной экологической обстановкой.

Каждая Программа реконструкции разрабатывалась на основе отраслевой Концепции, учитывающей актуальные задачи и проблемы текущего периода, а также перспективы развития ЕСГ и ПАО «Газпром» в целом. В 2016 г. подготовлена и реализуется Комплексная программа, определяющая реконструкцию газотранспортной системы на период до 2020 г. и дальнейшую перспективу. Отвечая на современные вызовы,



Рисунок 3. Система северных газопроводов

Программа имеет следующие концептуальные особенности:

- ✓ Стратегия «реконструировать устаревшие мощности с тем же темпом, с которым осуществлялся их ввод» не отвечает современным условиям оптимизации управления инвестициями.
- ✓ Методические подходы к программам реконструкции объектов ГТС подверглись существенной корректировке путем ранжирования по приоритетам, а именно: обеспечение потоков для МЕГА-проектов; федеральные программы газоснабжения РФ; обеспечение максимального использования потенциала ПХГ; промышленная безопасность объектов МГ: применение принципа «приемлемого технологического ущерба».
- ✓ Основная часть «старого» парка КС эксплуатируется в режиме постоянного продления ресурса с применением «поузловой реновации» ГПА.
- ✓ Развивается методология

«остаточного жизненного цикла» - как оптимальный баланс технического состояния (включая надежность), затрат ТО и Р и остаточного срока эксплуатации.

- ✓ Приобрели актуальность проблемы консервации, вывода из эксплуатации и ликвидации объектов КС.

В последнее десятилетие компрессорно-технологическое направление получило дальнейшее развитие в части нормативно-методического обеспечения и создания новых компрессорных технологий и техники. Принципы и методики оптимизации технологических режимов проектируемых КС и характеристик ГПА определены ООО «Газпром ВНИИГАЗ» в отраслевых нормативных документах (нормы технологического проектирования МГ, типовые технические требования к ГПА, рекомендации по выбору газоперекачивающего оборудования для нового строительства и реконструкции и др.) потребовали решения в связи с развитием



Рисунок 4. Система восточных газопроводов

технологии транспорта газа и технике его компримирования, в частности:

- увеличение рабочего давления в газопроводах до 10 и 12 МПа;
- расширение режимов линейных КС (ЛКС) по расходу и степени сжатия (от 1,25 до 2);
- укрупнение мощностей ГПА до 32 МВт;
- применение модульной технологической обвязки ЦБК (с агрегатными установками охлаждения и очистки газа);
- проектирование КЦ как многоагрегатных структур (от 3 до 8 ГПА) в составе многоцеховых КС, работающих в едином гидравлическом режиме;
- применение двухсекционных компрессоров с промежуточным охлаждением (на «береговых» КС перед морскими переходами и на станциях подземного хранения газа).

В 2009г. была утверждена « Научно-техническая политика ОАО «Газпром» в области газоперекачивающей техники»,

разработанная на базе работ ООО «ВНИИГАЗ», выполненных в 2006–2008 г.г. В частности, в документе были сформированы следующие конструктивный облик и технико-экономические характеристики перспективных ГПА:

- привод преимущественно газотурбинный, стационарного, судового или авиационного типа, специализированный для работы в составе ГПА, со свободной силовой турбиной простого или регенеративного цикла с коэффициентом полезного действия в рабочей точке не менее 39-42 %;
- мощностной ряд приводных двигателей – 6/8/12/16/25/35 МВт (ГПА мощностью 1-6 МВт имеют ограниченное применение, и будут использоваться, в основном, для замены морально и физически устаревших ГПА на станциях подземного хранения газа);
- возможность комплектования ГПА разными ГТУ и ЦБК в рамках одного класса мощности;

- содержание в выхлопных газах приводных двигателей оксидов азота не более 50 мг/м³ к 2015 году и 30-25 мг/м³ к 2020 году, оксида углерода - не более 100 мг/м³;
 - безмасляные компрессоры в указанном диапазоне мощностей с политропным к.п.д. в рабочей точке не менее 75-87 % в зависимости от степени повышения давления в компрессоре;
 - наработка на отказ - не менее 5000 часов;
 - общий ресурс – не менее 100 тысяч часов;
 - ЦБК (нагнетатели) – в унифицированных корпусах и со сменными проточными частями для обеспечения степени повышения давления более трёх, или двухкорпусные компрессоры с промежуточным охлаждением газа и возможностью переключения с параллельной на последовательную схему работы;
 - модульная конструкция основных узлов: (КВОУ, привод, газовый компрессор, аппарат воздушного охлаждения масла, САУ);
 - расположение ГПА преимущественно в индивидуальных зданиях (укрытиях);
 - возможность автономной работы ГПА при прекращении внешнего энергоснабжения;
 - адаптивные цифровые системы управления магнитным подвесом роторов;
 - электрозапуск;
 - поагрегатные системы подготовки топливного газа, газообнаружения и тушения пожара;
 - системы автоматического управления газоперекачивающими агрегатами на основе единых цифровых программно-технических средств общепромышленного применения, реализующих расширенные функции по контролю и управлению оборудованием, а также «полевого» оборудования, использующего цифровые протоколы обмена данными;
 - децентрализация управляющих и регулирующих функций САУиР, реализация распределённой интеллектуальной САУ с открытой архитектурой.
- Для управления производственными ресурсами создается отраслевая информационно-управляющая система транспортировкой газа (ИУС-Т), включающая в себя СУТСЦ ЛЧ (система управления техническим состоянием и целостностью объектов линейной части) и СУТСЦ ПО (система управления техническим состоянием и целостностью площадочных объектов), направленные на обеспечение надежности и безопасности.
- Ключевыми критериями безопасности на данном этапе являются результаты экспертизы промышленной безопасности (ЭПБ), реализуемой на следующих подходах: определение степени агрегирования объектов, оценка уровня соответствия

(несоответствия) действующим НТД и результаты продления ресурса (срока службы) физическими методами. Ростехнадзор РФ активизировал работу по созданию систем дистанционного мониторинга (СДМ) опасных производственных объектов (ОПО), в том числе газотранспортной системы

В настоящее время экологические аспекты приобретают всё большую актуальность как в международных, так и внутренних сферах деятельности.

В соответствии с Федеральным законом № 219-ФЗ от 21 июля 2014 г к 2025 г. должен быть осуществлен переход на технологическое нормирование на основе наилучших доступных технологий (НДТ), результатом которого должны быть введены комплексные экологические разрешения [5].

Одним из ключевых показателей на рынке энергоресурсов выдвигается «углеродный след» (выбросы ПГ от всей производственной цепочки до этапа использования продукта). По данным германского института ДВБ «углеродный след» российского природного газа, поставляемого в Центральную Европу, составляет в среднем 12,2 кг CO₂-экв./ГДж, а для поставок через «Северный поток» – 9,3 кг CO₂-экв./ГДж (2015 г.). Потребовались определенные успешные усилия ученых ООО «Газпром ВНИИГАЗ» и специалистов ПАО «Газпром» для получения адекватных результатов по данному вопросу.

В заключение следует отметить, что в рассмотренный период приоритетом

для ПАО «Газпром» было создание новых газотранспортных мощностей на новых направлениях при поддержании действующих мощностей на уровне безопасной эксплуатации. Естественно, что для реализации установок Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации с учетом настоящих и прогнозируемых вызовов потребуются изменение концепции развития ЕСГ и прежде всего в части научной составляющей.

Литература:

- 1. Маркелов В.А. «Вглубь и вширь». Корпоративный журнал «ГАЗПРОМ» - 2015 – №4, апрель – С.18-23.*
- 2. Галиуллин З.Т., Сальников С.Ю., Щуровский В.А. Современные газотранспортные системы и технологии. М. Газпром ВНИИГАЗ, 2014, 346 с.*
- 3. Будзуляк Б.В. Мегaproект «Ямал – Европа» / Б.В. Будзуляк, С.А. Дзюба, В.А. Щуровский // Газотурбинные технологии. – 2007. – № 6. – С. 38–39.*
- 4. Будзуляк Б.В. Основные технические решения для Северо-Европейского газопровода / Б.В. Будзуляк, В.А. Щуровский // Газотурбинные технологии. – 2007. – № 8. – С. 2–5.*
- 5. Ишков А.Г. Экологические аспекты перехода на технологическое нормирование с использованием наилучших доступных технологий/ Пыстина Н.Б., Попадько Н.В., Гусева Т.В., Бегак М.В., Руут Ю.// - Газовая промышленность. – 2017 - Спецвыпуск №1 (750) – С. 60-64.*

ЗАДАЧА ВАЛИДАЦИИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДОЖИМНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

*В.В. Денисенко, К.Г. Малев, Ю.Р. Миронов
(НАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург, Россия)*

*А.М. Данилишин, Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов
(ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»), Санкт-Петербург, Россия)*

Условные обозначения

C – скорость;

P – давление;

y^+ – безразмерная пристеночная координата;

η – КПД;

H – напор;

Φ – условный коэффициент расхода;

Q – Объёмная производительность, приведенная к начальным условиям;

Π – отношение давлений;

n – Показатель политропического процесса;

Δ – абсолютное отклонение;

δ – относительное отклонение;

γ – параметр потока;

Индексы

2-2, 3-3, 4-4, 5-5, 6-6 – индексы контрольных сечений;

* – заторможенные параметры;

π, p – политропный;

r – расчетный;

i – внутренний;

Сокращения

БЛД – безлопаточный диффузор;

ГДХ – газодинамические характеристики;

РК – рабочее колесо;

ЛУ – лабиринтное уплотнение;

ЛД – лопаточный диффузор;

ОНА – обратно-направляющий аппарат;

ЦК – центробежный компрессор;

ПК – поворотное колено.

Введение

Возможность моделирования газодинамических характеристик (ГДХ) полноразмерных многоступенчатых центробежных компрессоров методами вычислительной гидрогазодинамики на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (КВиХТ) появилась недавно с развитием суперкомпьютерной техники, а именно с открытием для пользователей суперкомпьютерного центра «Политехнический» в 2016 г. на базе ФГАОУ ВО СПбПУ. В связи с этими возможностями встаёт вопрос проведения верификации расчетов вязкого потока методами вычислительной газодинамики ГДХ многоступенчатых центробежных компрессоров.

В многоступенчатой проточной части при расчете вязкого потока от элемента к элементу накапливается вычислительная погрешность значений газодинамических параметров. В представленной работе на примере 8-ступенчатого ЦК выявляются причины и определяется количественное отклонение параметров от эксперимен-

тальных значений, намечены дальнейшие шаги исследования.

Ввиду многоступенчатой постановки численного эксперимента появляются дополнительные затраты времени на сходимость задачи, а также увеличение погрешности расчета в целом. Это связано с увеличением количества межсеточных интерфейсов между вращающимися областями (рабочее колесо) и неподвижными элементами (диффузоры), для которых ведется осреднение и перерасчет газодинамических параметров газа между границами расчетных областей. Также заметно увеличивается число элементов расчетной сетки за счет многоступенчатой постановки задачи. Появление в задаче областей со сложной геометрической моделью: входные и выходные камеры, для которых используется нерегулярная тетраэдрическая расчетная сетка с призматическими слоями, которая уменьшает качество и значительно увеличивает объем расчетной сетки. Ввиду сложного характера течения газа в ступенях центробежных компрессоров моделирование течения чувствительно к выбору модели турбулентности, в настоящий момент существуют отдельные рекомендации для ступеней, поэтому необходимо проведение численных экспериментов для подбора оптимальной модели турбулентности для многоступенчатой постановки.

Обычно модели турбулентности делят на 2 основных типа: высокорейнольдсовые и низкорейнольдсовые, отличающиеся степенью разрешения течения в пограничном слое. Поэтому необходимо построение двух видов расчетных сеток, характеризующихся

безразмерной пристеночной координатой y^+ : для высокорейнольдсовых моделей турбулентности с $y^+=(30-300)$ и для низкорейнольдсовых с $y^+=(0.01-2)$.

Таким образом, основные проблемы проведения численного эксперимента многоступенчатых машин являются:

1) Выбор модели турбулентности.

2) Увеличение расчетной области за счет увеличения числа элементов компрессора: многоступенчатость, увеличение числа зазоров и уплотнений и т.п.

3) Увеличение количества межсеточных интерфейсов лопаточных аппаратов, что влияет на погрешность численного эксперимента и время расчета.

4) Наличие тяжело сходящихся элементов расчетной области с нерегулярной расчетной сеткой - входная и выходная камеры.

Цель работы: верификационное исследование для численного моделирования характеристик многоступенчатого центробежного компрессора природного газа для полной расчетной модели методами вычислительной газодинамики на совершенном и реальном газе на основе сравнения с экспериментальными данными и разработка рекомендаций по расчету такого типа машин.

Кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ Петра Великого в кооперации с ОАО «Компрессорный комплекс» провели первый этап работы по верификационному исследованию численного моделирования ГДХ многоступенчатого ЦК.

На первом этапе методология проведения работы заключается в численном эксперименте существующего центробежного компрессора, для которого имеются результаты воздушных испытаний на открытом стенде ОАО «Компрессорный комплекс». В процессе исследования были проведены расчеты методами вычислительной газодинамики в двух комплексах ANSYS CFX и NUMECA Fine turbo произведена валидация, и верификация по ГДХ проточной части. Использовалась расчетная сетка с $y^+ < 1$.

Объектом исследования является восьмиступенчатый многоступенчатый центробежный компрессор, пред-

вычислительной газодинамики к моделированию газодинамических характеристик проточной части центробежных и осевых компрессоров. В качестве примера ниже приведена небольшая часть этих работ кафедры.

Так в 2000 г. А. Тевсом была выполнена и опубликована работа, выполненная в программе TASCflow и являющиеся результатом совместной работы сотрудников кафедры с коллегами из ФРГ и Польши [5]. Сделан вывод о действительном характере течения в рабочем колесе центробежного компрессора и отмечена возможность применения данных программ для анализа течений в турбокомпрес-

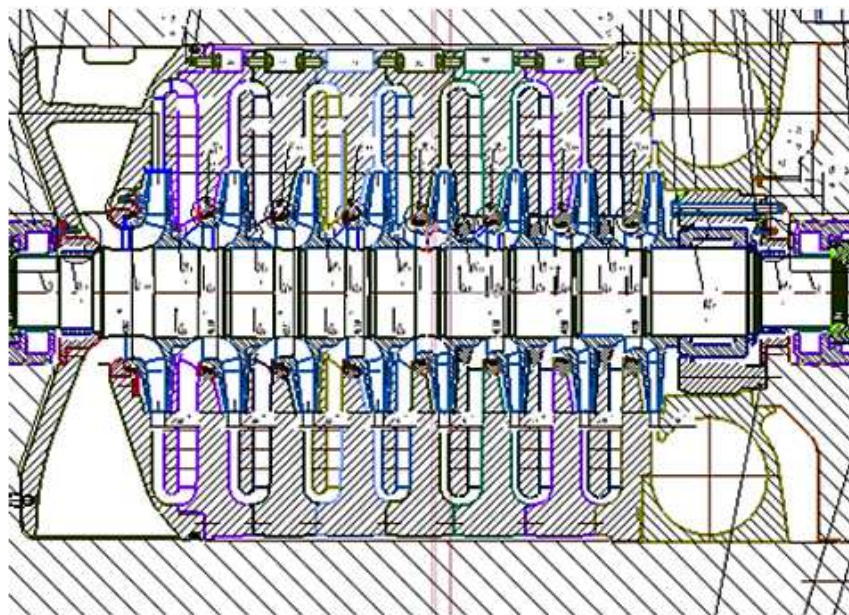


Рисунок 1. Общий вид конструкции центробежного компрессора ДКС

назначенный для работы на дожимных компрессорных станциях природного газа. Общий вид конструкции представлен на (рис. 1).

Введение по теме исследования

Кафедра КВиХТ СПбПУ более 20 лет проводит исследования поэтапно, с постепенным усложнением, в области адаптации коммерческих программ

сорох. Далее, в 2006 году защищены магистерские диссертации Н. Лозовой [6], Л. Софроновой [10]. В программе Ansys CFX были отдельно просчитаны и проанализированы неподвижные элементы ступени центробежного компрессора: обратно-направляющий аппарат, лопаточный диффузор и поворотное колено. Отмечены возможности программы для совершенство-

вания проточной части неподвижных элементов центробежных компрессорных ступеней. Сделан вывод, что для исследуемых элементов модель турбулентности SST (Shear stress transport Модель сдвиговых напряжений Ментера) точнее отражает аэродинамические явления в элементах проточной части. Аналогично в 2009-2010 году защищены магистерские диссертации С. Деминым [3] и А. Мелехиным [8], в которых. Работы отличаются тем, что расчетной областью являлось два элемента проточной части поворотное колено с обратноподводящим аппаратом у Демина и лопаточный диффузор с поворотным коленом у А. Мелехина. Во всех работах отработаны основная методология создания расчетных сеток, постановки граничных условий для данных задач, получения и обработки результатов.

Следующим этапом является моделирование ступеней центробежных компрессоров со сравнением с экспериментальными данными, для комплексной оценки и учета погрешностей численного расчета.

В 2009 была защищена кандидатская диссертация Д. Гамбургера [4]. Объектом исследования являлась модельная ступень (РК+БЛД+ОНА) с $\Phi_p=0,048$, разработанная и испытанная на кафедре КВиХТ. Рассматривались различные расчетные сетки, способы задания граничных условий, модели турбулентности. Проведена верификация численного эксперимента с данными натурного эксперимента. Расчет проводился без моделирования лабиринтных уплотнений и междисковых зазоров. На межсеточных поверхно-

стях «Interface» для передачи параметров потока без изменения между вращающейся и неподвижными расчетными областями задавалась опция Frozen Rotor («замороженный» ротор). Среднее отклонение по политропному КПД по полным параметрам составляет 1,2%, максимальное – 2,4%; среднее отклонение по коэффициенту теоретического напора составляет 6,1%, максимальное – 11,8%;

Следующей аналогичной работой такого типа является магистерская диссертация Е. Никитина защищенная в 2013 г [9]. Объектом исследования выбрана малорасходная ступень СВД-22 с $\Phi_p=0,019$, разработанная и испытанная на кафедре КВиХТ. Построено две модели ступени: а) модель с учетом влияния лабиринтного уплотнения и междисковых зазоров (РК + ЛУ + БЛД +ОНА); б) модель без учета влияния лабиринтного уплотнения и междисковых зазоров (РК + БЛД + ОНА), расхождение между моделями составило $\sim 3,6\% \eta_{\text{п}}^*$. Здесь на межсеточных границах использовалась опция Frozen rotor на несовпадающих границах секторов неподвижных элементов и Stage на границах раздела вращающейся и неподвижных областей.

Аналогичная работа в том же году защищена А. Яблоковым [11] для ступени (РК+ЛУ+БЛД+ОНА) с $\Phi_p=0,028$, где в качестве интерфейса использовался тип Stage для сопряжения входного участка с рабочим колесом и для сопряжения рабочего колеса с безлопаточным диффузором, для остальных границ Frozen rotor. Сравнение с экспериментом (см. рис.2) дали отклонение порядка $\sim 3\% \eta_{\text{п}}^*$ по характери-

ке, а на расчетном режиме менее ~1 %.

В статьях [1, 14] авторами проведено комплексное исследование расчета среднерасходных ступеней (РК+ЛУ+БЛД+ОНА) с $\Phi_p=0,064$ и (РК+БЛД+ОНА) $\Phi_p=0,055$ с применением двух типов интерфейсов, влияние моделирования уплотнений, расчета сектора и полной окружности (2л). Применение интерфейса stage во всей расчетной области (между входным патрубком и РК, РК и БЛД, БЛД и ОНА) привело к минимальной погрешности с экспериментом, наибольшая погрешность получается при использовании интерфейса frozen rotor. Отключение от расчетной области междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений привело к ожидаемому увеличению $\eta_{п}^*$ характеристики в среднем на 2,2% в сечении 2-2, и на 1.6%-1.7% в выходном сечении. Расчетные и экспериментальные ступени с $\Phi_p=0,064$ указаны ГДХ на рис. 3.

В работе [2] ступень (ОРК+ЛУ+ЛД) с $\Phi_p=0,09$ показано, что межсеточный интерфейс на входе и выходе из рабочего колеса мало влияет на его характеристики, поэтому при изучении отдельно РК+ЛД (БЛД) рекомендуется использовать Frozen rotor, или использовать модель с заторможенными стенками БЛД, так как при этом получается выигрыш в скорости вычислений, особенно при многокритериальной оптимизации или многоступенчатой постановке задачи, что было реализовано в работе [13].

Как показывает практика вычислений, практически в любой задаче с интерфейсом Stage и frozen rotor завышен внутренний напор рабочего колеса,

что влечет к расхождению характеристики $\eta_{п}^*$ Также отмечается влияние точности моделирования в зависимости от типа ступени по расходности Φ_r . Наименьшей погрешности по всей характеристике отмечаются малорасходные ступени и с увеличением $\Phi_r>0.055$ наблюдается смещение характеристики ступени вправо. Для высокорасходных концевых ступеней с осерадиальным колесом смещения не наблюдается. Данное смещение, скорее всего, вызвано увеличивающимися нестационарными процессами в зоне максимального расхода. Во всех задачах для рабочей точки погрешность расчета не превышает ~4%, что соответствует погрешности эксперимента согласно международного стандарту для газодинамических испытаний ISO 5389:2005.

Открытым остается вопрос в применении того или иного межсеточного интерфейса. В работах Гамбургера интерфейс frozen rotor показывает хороший результат, но в данной задаче не учтены лабиринтные уплотнения. В работах Никитина использована оба типа интерфейсов и получен удовлетворительный результат. У Яблокова тоже использованы оба вида интерфейсов и получен достаточно точное совпадение характеристик. Данный вопрос особенно усугубится при многоступенчатой постановке задачи, когда между каждым элементов необходимо устанавливать данный интерфейс.

С «физической» точки зрения интерфейс Frozen-rotor верно моделирует течение струя-след, однако дает погрешность в расчете интегральных характеристик, в свою очередь Stage бо-

лее точен в расчете, но осредняет по всей длине окружности скорость потока, в том числе след за кромкой РК, что в свою очередь влияет на последующие элементы ПЧ. Скорее всего, для адекватной оценки характеристик в будущем следует отказаться от RANS-методов (стационарная постановка задачи) и перейти к решению URANS-методов (нестационарная постановка задачи). По результатам работы метод [7] приемлемо моделирует нестационарные процессы (предсрыв, вращающийся срыв, зона максимального расхода), а также профили скорости в сечениях за рабочим колесом.

На данный момент нет общей рекомендации использования интерфейсов, поэтому в данной работе будут исследоваться оба вида интерфейсов для оценки качества расчета. Стоит отметить актуальность наличия собственной экспериментальной базы данных, что позволяет избежать грубых просчетов характеристик при моделировании центробежных компрессоров.

Воздушные испытания

Натурные испытания ЦК ДКС проводились на открытом воздушном стенде согласно ISO 5389:2005. Поскольку испытания проводились без теплоизоляции, в расчете параметров учитывались потери энергии за счет теплообмена. Общий вид стенда изображен на рисунке 4. Контрольные сечения отбора параметров потока производились в сечениях Н'-Н', К'-К' в патрубках с $D_u = 700$ мм., где $C < 10$ м/с.

Численный расчет

Первоначально была построена полная модель (рис. 5 а) вместе со всасывающей и выходной камерой, всеми зазорами и уплотнениями. Расчетная сетка для полной модели строилась для лопаточных элементов в программе Autogrid5, а для безлопаточных, зазорных и камер в ICEM CFD. Отмечалось значительное количество межсеточных границ и из-за проблем со сходимостью и длительностью решения модель была упрощена и выполнена без входной и выходной камер,

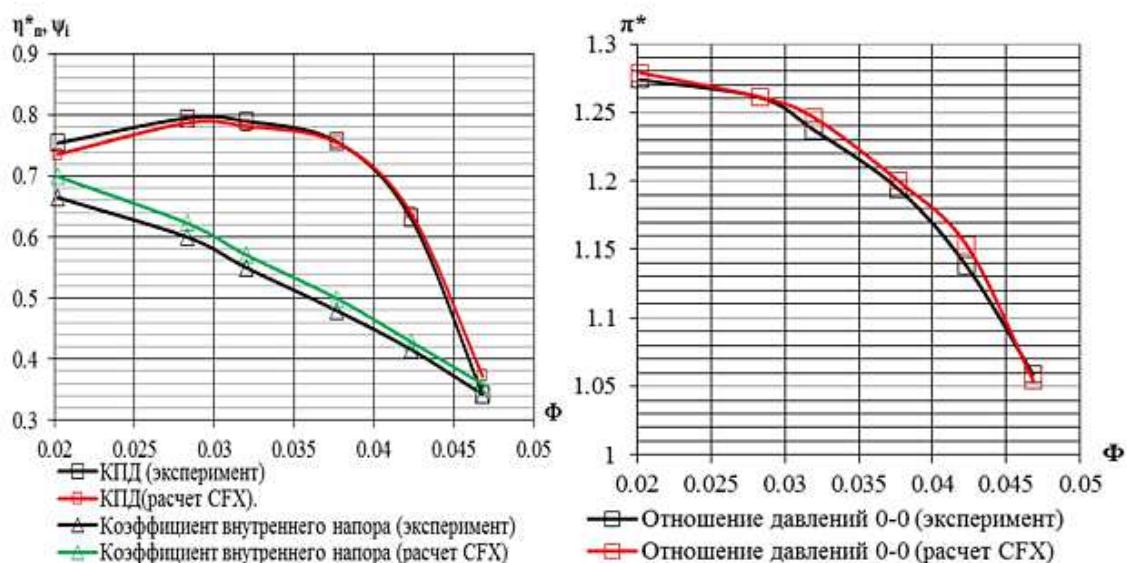


Рисунок 2. Экспериментальные и расчетные газодинамические характеристики ступени с $\Phi_p = 0,028$ [11].

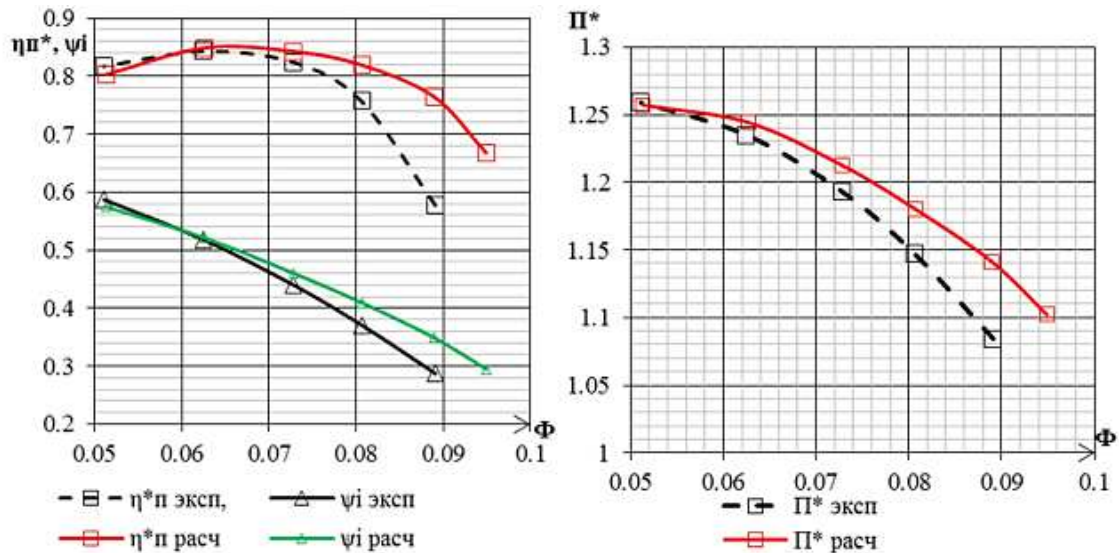


Рисунок 3. Экспериментальные и расчетные газодинамические характеристики ступени с $\Phi_p=0,064$ [1,14].

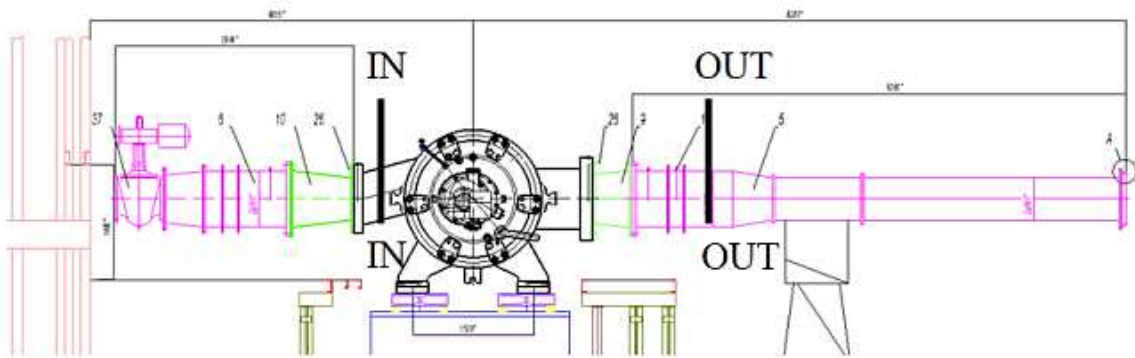


Рисунок 4. Общий вид испытательного стенда ОАО «Компрессорный комплекс»

т.е. построена неполная модель.

Расчетная сетка неполной модели имеет меньшее число межсеточных границ и была полностью выполнена в программе Autogrid5, которая позволяет строить качественную сетку с неразрывными линиями сети, уменьшающее время расчета за счет равномерного разбиения модели по сеточным блокам, которые распределяются по ядрам вычислительной машины. Кроме этого программа позволяет строить большинство лопаточных, безлопаточных, зазорных элементов ступени в едином угловом размере, что позволяет соединять ячейки на границах сеток с соотношением 1:1, что исключает

необходимость пересчета параметров в местах соединений. Общий вид расчетной сетки представлен на рисунке 6 и 7. Безразмерная пристеночная координата была рассчитана $y^+=1$ для использования низкорейнольдсовской модели турбулентности $k-\omega$ и Spalart-Allsmares. Для всех задач рассчитывалась стационарная задача на основе RANS подхода.

Расчеты производились в двух программах вычислительной газодинамики с одинаковой расчетной сеткой, граничными условиями: Ansys CFX v16.2 и Numeca FineTurbo v11.1. Расчет выполнялся для пяти режимов по производительности до получения

полностью сошедшегося решения. Контроль сходимости осуществлялся по коэффициенту полезного действия, рассчитываемому по входной и выходной границе задачи. Дополнительный контроль осуществлялся по выполнению условия консервативности основных балансовых уравнений: P-mass, -V,-U,-W-Mom и H-energy, выражаемых небалансом входных и выходных потоков через границы расчетной области. Для корректного расчета значение небаланса должно стремиться к 0, в задаче принято приемлемое значение небаланса равным 0,01 %. Перед основным расчетом были проведены соответствующие расчеты для выполнения сеточной независимости решения. Расчеты без патрубков в исследовании также обусловлены невозможностью расчета в программе Fine Turbo, а также желанием авторов сопоставить результаты моделирова-

фейсов. Напомним, что количество интерфейсов увеличивает время расчета за счет интерполяции параметров потока с одной сеточной границы на другую. Как правило, такие интерфейсы применяются в местах соединения расчетных областей, различающиеся между собой следующими факторами:

1. Изменяется характер системы координат: подвижная и неподвижная, что представляет собой части ротора и статора. В нашем случае это рабочее колесо компрессора и неподвижные области: обратно-направляющий аппарат, лабиринтные уплотнения, зазоры.

2. Угловой размер сектора элемента различается, т.е. возникает из-за разности числа лопаток проточной части.

Все вычисления проводились на следующей вычислительной системе: параметры одного узла кластера в су-

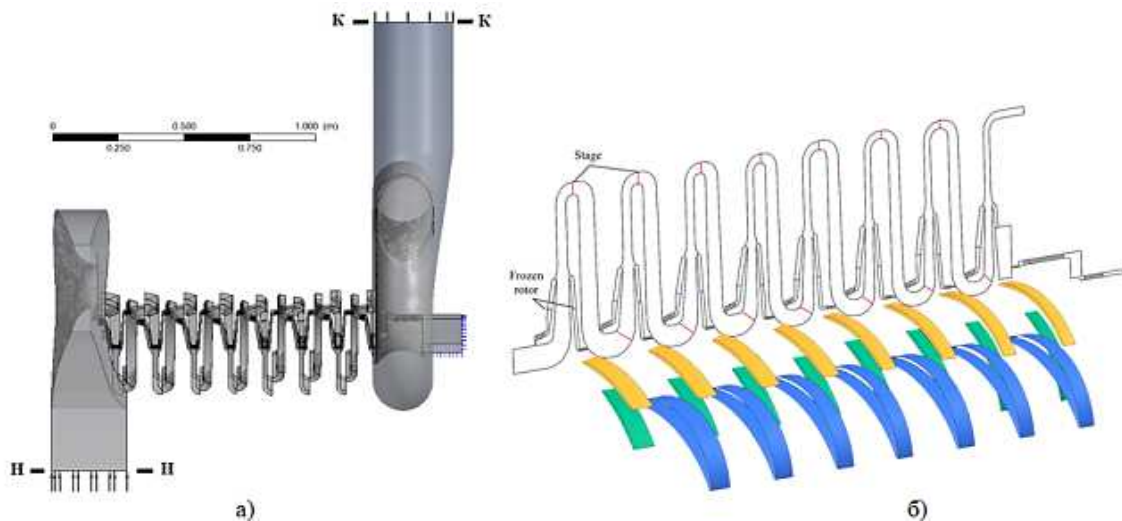


Рисунок 5. Построенная полная а) и неполная б) расчетная модель проточной части восьмиступенчатого центробежного компрессора

ния, т.е. провести валидацию расчета. Расчетная сетка неполной модели имеет порядка 80 миллионов элементов и меньше по сравнению с полной моделью число межсеточных интер-

перкомпьютерном центре «Политехнический»: РСК Торнадо– 2 процессора по 14 ядер (2xXeon E5-2697v3 2.6 GHz 64 GB RAM). Всего 712 узлов (19936 ядер).

На входе в первую ступень для всех расчетов задавались параметры, соответствующие замеренным значениям натуральных испытаний: давление полное P^*_{in1} и температура полная T^*_{in1} . На выходе из последней ступени задавался массовый расход. Для вращающихся элементов задавалась соответствующая частота вращения ротора. Используемая модель турбулентности $k-\omega$ для ANSYS CFX, Spallart-Allmares для Numeca Fine Turbo. Рабо-

низации влияния интерфейсов на расчет. Роторная часть представляет из себя рабочее колесо совместно с безлопаточным диффузором, при этом стенки БЛД заторможены. Статорная часть состоит из обратноподводящего аппарата, лабиринтных уплотнений и межступенчатого пространства. Для задачи Ansys (Stage) основные интерфейсы выбраны следующим образом: frozen rotor по середине междисковых зазоров у

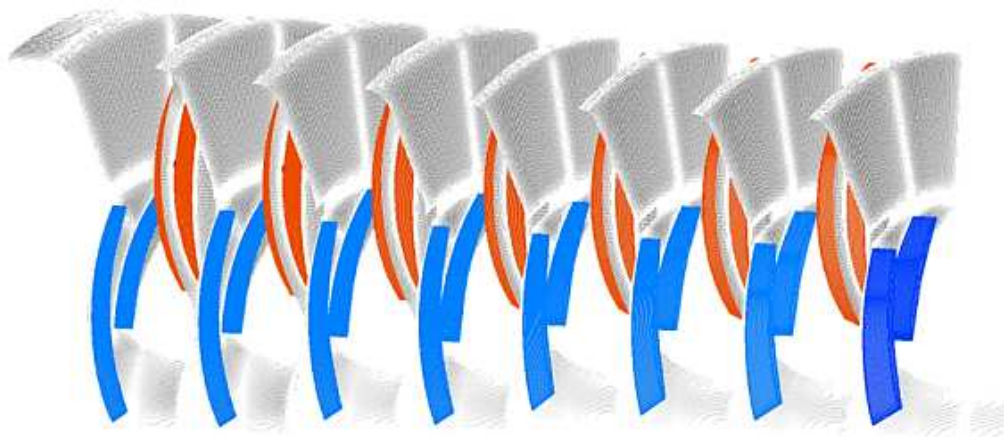


Рисунок 6. Общий вид расчетной сетки

чее тело – совершенный газ. Стенки проточной части адиабатически гладкие.

Особенностью задачи является, что в Ansys каждая ступень разделена на роторную и статорную части для ми-

нирования влияния интерфейсов на расчет. Роторная часть представляет из себя рабочее колесо совместно с безлопаточным диффузором, при этом стенки БЛД заторможены. Статорная часть состоит из обратноподводящего аппарата, лабиринтных уплотнений и межступенчатого пространства. Для задачи Ansys (Stage) основные интерфейсы выбраны следующим образом: frozen rotor по середине междисковых зазоров у

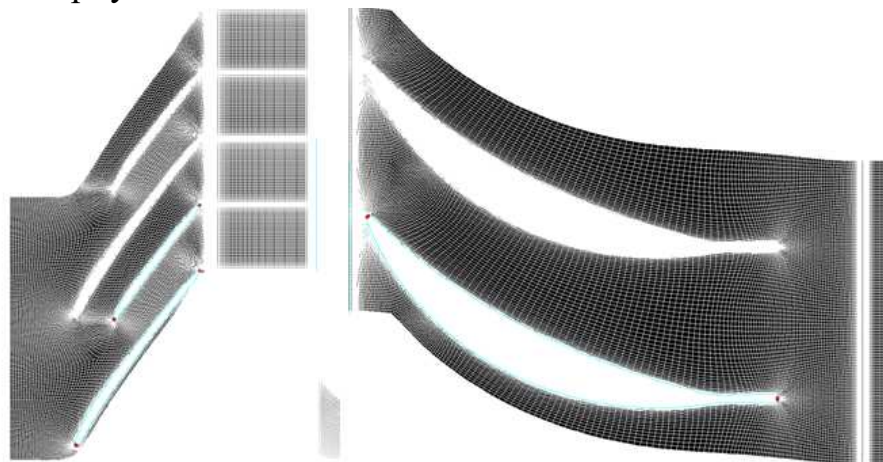


Рисунок 7. Вид расчетной сетки в рабочем колесе и обратноподводящем аппарате

логичным образом расставлены интерфейсы mixing plane (поверхность смешения, аналог stage) в Fine Turbo.

На рисунке 8 показано распределение политропного КПД отношения полного давления в компрессоре в зависимости от объёмного расхода для расчетов CFX и Fine Turbo с сопоставлением с экспериментальной характеристикой.

Полученные результаты при расчете совершенного газа в CFX stage показывает на расчетном режиме завывает на расчетном режиме завывает

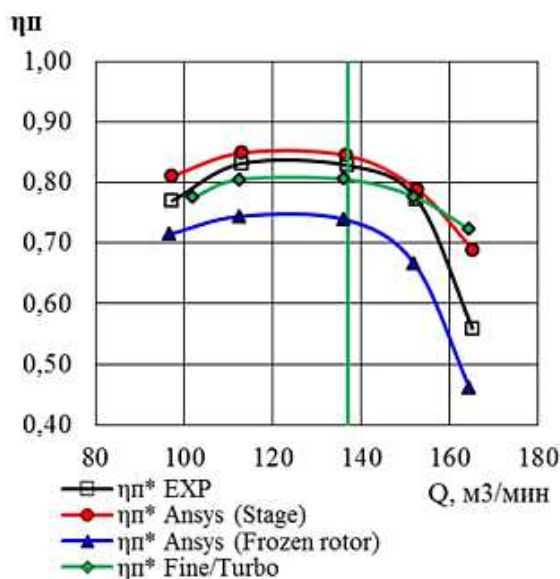


Рисунок 8. Графики распределения политропного КПД отношения полного давления в зависимости от объёмного расхода.

ние КПД на ~1,2% и отношение давлений Π^* на 20,9% в относительных единицах и на ~1% и 0,756 в абсолютных единицах. При расчете CFX frozen rotor занижение КПД на ~11,5% и отношение давлений Π^* на 4,7% в относительных единицах и на ~9,6% и 0,172 в абсолютных единицах. При расчете в Fine turbo за нижение КПД на ~2,8% и отношение давлений Π^* на 10,4 % в относительных единицах и на ~2,3% и 0,376 в абсолютных единицах. Данные по остальным режимам сведены в таблицы 1 и 2.

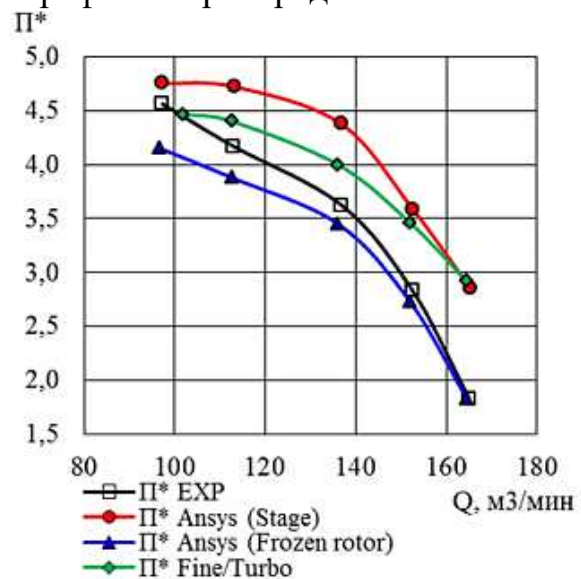
Расчет относительных и абсолютных погрешностей осуществлялся по следующим формулам:

$$\delta_i = \frac{\gamma_i - \gamma_{i\text{эксп}}}{\gamma_{i\text{эксп}}}$$

и

$$\Delta = \gamma_i - \gamma_{i\text{эксп}}$$

На рисунке 9 изображены графики распределения внутреннего, политропного напоров, на рисунке 10 графики распределения конечного



давления и внутренней мощности.

При рассмотрении результатов следует учитывать, что расчет проведен без входных и выходных камер, что может заметно повлиять на характеристики. В практике компрессоростроения влияние обеих камер уменьшает КПД всей машины на 4-8%. Также необходимо иметь в виду погрешность при проведении испытаний оцениваемой по стандарту в ±2% и то, что на вход в ступень задавалось давление, считываемое в сечении Н-Н перед вса-

Таблица 1. Относительные δ и абсолютные Δ погрешности КПД по полным параметрам для трех расчетов

№	$\eta_{\text{п}}^*$ Fine/Turbo		$\eta_{\text{п}}^*$ Ansys (Stage)		$\eta_{\text{п}}^*$ Ansys (Frozen rotor)	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	29,2%	0,163	23,2%	0,130	-17,6%	-0,099
2	0,6%	0,004	1,7%	0,013	-14,2%	-0,109
3	-2,8%	-0,023	1,2%	0,010	-11,5%	-0,096
4	-3,2%	-0,026	0,8%	0,007	-11,8%	-0,098
5	0,6%	0,005	3,5%	0,027	-9,0%	-0,069

Таблица 2. Относительные δ и абсолютные Δ погрешности отношения давлений по полным параметрам для трех расчетов

№	Π^* Fine/Turbo		Π^* Ansys (Stage)		Π^* Ansys (Frozen rotor)	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	59.9%	1.094	56.6%	1.033	0.3%	0.006
2	22.1%	0.628	26.4%	0.749	-3.6%	-0.103
3	10.4%	0.376	20.9%	0.756	-4.7%	-0.172
4	5.5%	0.231	13.2%	0.551	-7.0%	-0.291
5	-2.1%	-0.094	4.2%	0.192	-9.0%	-0.410

сывающей камерой.

Учитывая выше изложенное, наиболее близкой к эксперименту по КПД дал расчет Ansys (Stage) с погрешностью на расчетном режиме 1,2%, наиболее близким по отношению давлений оказался расчет Ansys (Frozen rotor) с погрешностью на расчетном режиме - 4,7%. Отмечается качественное повторение формы характеристик Ansys (Frozen rotor) и испытаний. Расхож-

дения между расчетом Numesa и CFX достигают 4-9%, более подробно сведены в таблицу 3, и скорее всего связаны с используемыми моделями турбулентности. Все расчеты завышают внутренний напор компрессора. Соотношение $n/n-1$ на графике рис.11. показывает, что экспериментальная кривая проходит между расчетам stage и frozen rotor.

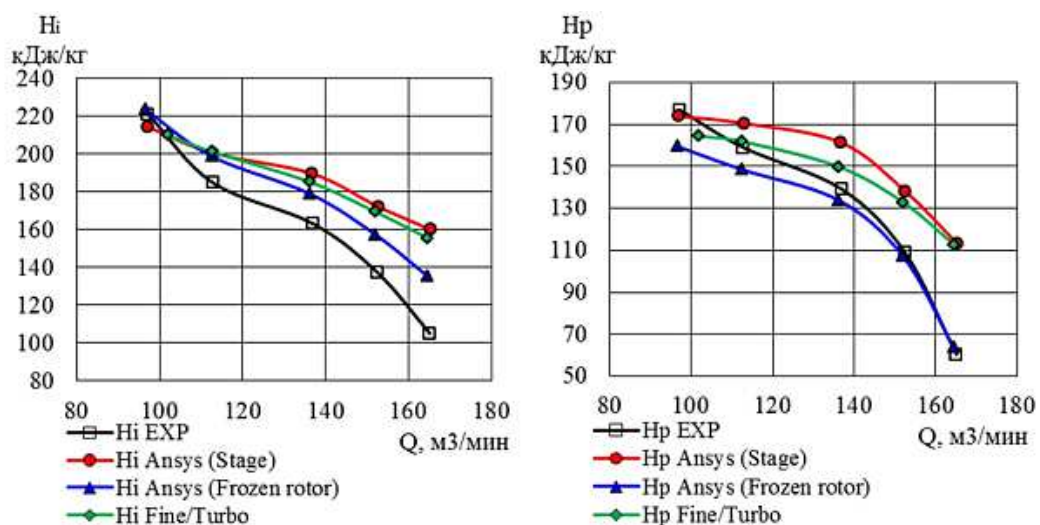


Рисунок 9. Графики распределения внутреннего и политропного напора в зависимости от объемного расхода.

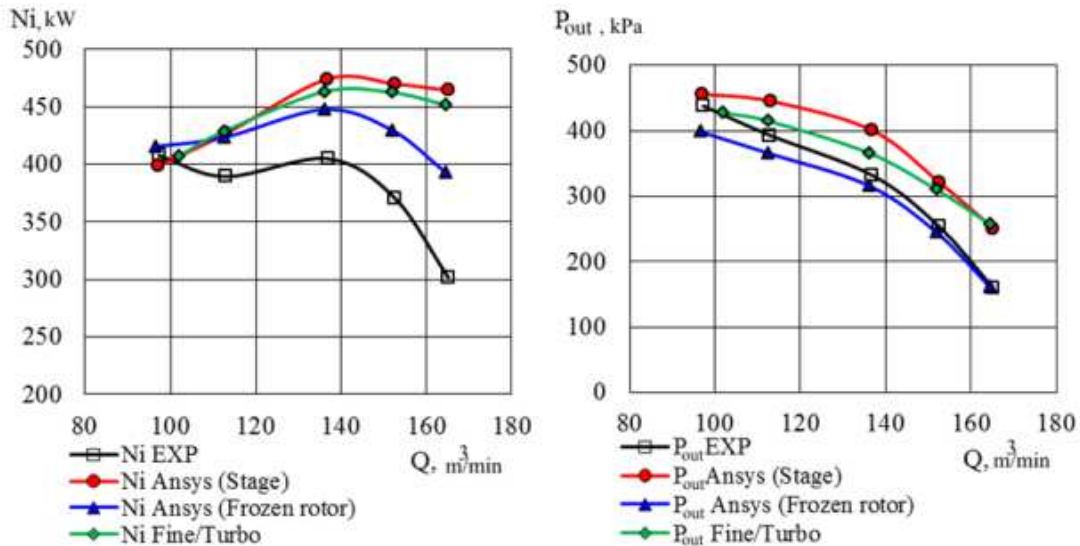


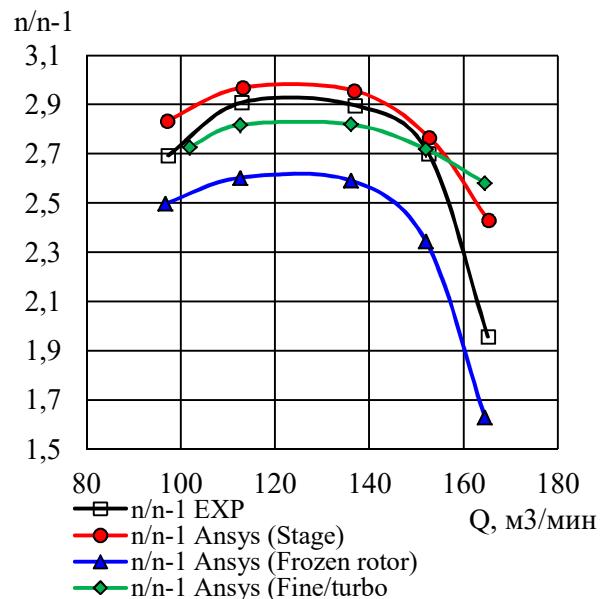
Рисунок 10. Графики распределения конечного давления и внутренней мощности в зависимости от объемного расхода.

Заключение

К сожалению, существующие сегодня методики численного расчета для ступеней ЦК в многоступенчатом компрессоре количественно не могут считаться полностью удовлетворительными, однако при правильном анализе источника возникновения погрешности есть возможность сопоставить результаты двух расчетов и получить вполне удовлетворительный для инженерной задачи результат. Для подтверждения данного вывода следует провести дополнительные верификационные исследования.

Количественные отличия при использовании Stage или Mixing plane, скорее всего, связаны с накопившейся погрешностью осреднения параметров за рабочим колесом и их влияния на следующие элементы, поскольку после каждого интерфейса поток мгновенно смешивается и имеет равномерный по окружности профиль, что увеличивает эффективность элементов, поэтому

следует проверить расчет для отдельных ступеней с заданием параметров



выхода из ступени на вход последую-

Рисунок 11. График распределения комплекса $n/n-1$ в зависимости от объемного расхода

щей. Это позволит уменьшить время счета и погрешность численного расчета, поскольку известно, что моделирование характеристик малорасходных и среднерасходных центробежных компрессорных ступеней каче-

ственно и количественно совпадает по КПД и напору с натурным экспериментом в рамках допустимой при инженерных расчётах погрешности $\pm 2\%$ в зоне режима оптимальной производительности. Количественные отличия при использовании Frozen rotor велики для оценки КПД, но с достаточной точностью верны для отношения давления.

Таблица 3. Относительные δ и абсолютные отклонения Δ КПД и отношения давлений по полным параметрам между Ansys (Stage) и Fine/Turb

№	η_{II}^*		Π^*	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	4.8%	0.033	2.1%	0.061
2	-1.5%	-0.012	-3.4%	-0.121
3	-4.6%	-0.039	-8.7%	-0.381
4	-5.2%	-0.044	-6.8%	-0.321
5	-4.3%	-0.035	-6.0%	-0.286

Расчеты многоступенчатых машин в RANS постановке могут использоваться для оценки отношения давлений в компрессоре при условии использования интерфейса Frozen rotor, средняя погрешность отношения давлений составляет порядка 5% в меньшую сторону на расчетном режиме. Также они могут использоваться для определения формы характеристики, поскольку характеристики качественно совпали.

Возникает необходимость в нестационарном расчете характеристик, такие расчеты рекомендуется проводить в полной окружной постановке, что вызывает повышенную потребность в вычислительных ресурсах. Однако существуют методы, значительно ускоряющие нестационарный расчет, например, метод нелинейных-гармоник, который будет использован в дальнейшем в Fine Turbo [12]. Также будет проведен нестационарный расчет в CFX. Данные расчеты позволят

судить о применимости методов вычислительной газодинамики для расчета многоступенчатых машин и решении проблем точности расчета, возникающих при использовании большого числа интерфейсов при объединении элементов проточной части в единую расчетную область.

Литература:

1. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Анализ влияния на характеристики центробежной компрессорной ступени параметров модели в ANSYS CFX // Неделя науки СПбГПУ : материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 228 с.

2. Данилишин А. М. Исследование влияния параметров расчетной области двухзвенных ступеней с $\Pi^* \text{ст} = 1.3$, $\Phi_r = 0.09$ одноступенчатого центробежного компрессора на результаты численного моделирования вязкого потока на основе экспериментальных исследований: магистерская диссертация / А.М. Данилишин; СПбГПУ, ИЭиТС, КВиХТ. — Санкт-Петербург, 2014. - 179 с.

3. Демин, С. Е. Анализ течения вязкого газа в поворотном колене и обратном направляющем аппарате малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса Ansys CFX [Текст] : дис. ... магистра / СПбГПУ, 2009. – 96 с.

4. Гамбургер, Д. М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступе-

- ни: методика и результаты [Текст] : дисс. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Гамбургер Дмитрий Михайлович. – СПбГПУ, 2009. – 190 с
5. Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Геллер М., Тевс А. (ТУ Дортмунд, Германия) Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Галеркина Ю.Б. 2010 с 432-452.
6. Лозовая, Н.С. Анализ течения вязкого сжимаемого газа в лопаточной решетке диффузора центробежного компрессора с использованием пакета ANSYS CFX [Текст] : дис. ... магистра / Лозовая Наталья Станиславовна. – СПбГПУ, 2006. – 101 с.
7. Лопулалан, Хенри Домингус. Виртуальный стенд для исследования нестационарных процессов в ступени центробежного компрессора [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.04.06 / Лопулалан Хенри Домингус; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.
8. Мелехин А.А. Анализ течения вязкого газа в безлопаточном диффузоре и поворотном колене малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса Ansys CFX [Текст] : дис. ... магистра / СПбГПУ, 2009. – 96 с.
9. Никитин Е.А. Анализ течения вязкого газа в безлопаточном диффузоре и поворотном колене малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса ANSYS CFX : дисс. ... магистра – СПбГПУ, 2009. – 94 с.
10. Софронова, А. А. Анализ течения в поворотном колене ОНА центробежной компрессорной ступени [Текст] : дис. магистра / Софронова Анна Александровна. – СПбГПУ, 2006. – 182 с.
11. Яблоков А.М. Численное моделирование течения вязкого газа в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора с условным коэффициентом расхода $\Phi_p=0,028$ [Текст] : дис. ... магистра / СПбГПУ, 2013. – 108 с.
12. Boldyrev, Y., Rubtsov, A., Kozhukhov, Y., Lebedev, A., Cheglakov, I., Danilishin, A. Simulation of unsteady processes in turbomachines based on nonlinear harmonic NLH-method with the use of supercomputers // CEUR Workshop Proceedings. Volume 1482, 2015, Pages 273-279.
13. Danilishin A., Kozhukhov Y., Yun V, Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015; Volume 90(1):012047. DOI:10.1088/1757-899X/90/1/012046
14. Danilishin A., Kozhukhov Y., Gileva L., Lebedev A. Verification of the CFD calculation on a supercomputer of medium flow model stages of centrifugal compressor. Russian Supercomputing Days: Proceedings of the international conference (September 26-27, 2016, Moscow, Russia). Moscow State University, 2016.

КОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ ДЛЯ ГАЗЛИФТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИН НА ОСНОВЕ ПОРШНЕВОЙ КУ 2ГМ10А-2,7/21-151 И ГАЗОПОРШНЕВОГО ПРИВОДА

В.Н. Фесенко, В.В. Найчук (ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина)

1. Введение

ПАО «Сумское НПО» (далее ПАО), являясь традиционным поставщиком поршневых компрессоров среднего и высокого давления, снабдило ими газодобывающие отрасли во всех странах СНГ. Для успешной конкуренции

приводом от газопоршневого двигателя (ГПД) фирмы «Caterpillar» (США).

Сравнивая установку с оборудованием, ранее разработанным в ПАО для газовой промышленности (ГПА-П-0,5/4-46С с ПК и ГПД 6ГЧН 25/34-2 (конструкции АО «Первомайск-дизель», Украина) для КС «Летня», (ГП «Львовтрансгаз», Украина) следует отметить ряд конструктивных отличий вновь созданной КУ 2ГМ10А-2,7/21-151, обусловленные составом компримируемого газа (табл.1), параметрами ПК и условиями эксплуатации.

Наличие в газе пыли (до 5мг/м³), ме-

Таблица 1. Проектный состав технологического газа.

Место-рождение	Состав газа, %														
	C ₁ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	iC ₄ H ₁₀	nC ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	iC ₅ H ₁₂	nC ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	C ₆ H ₁₄ ^{+В}	O ₂	N ₂	CO ₂	
Яблунинское	81,26	5,562	1,977	—	0,228	0,449	0,101	0,109	0,007	—	0,06	0,062	5,17	5,015	
Летня	94,096	0,657	0,13	0,019	—	—	0,026	—	—	0,072	—	—	5	—	

с ведущими зарубежными компаниями в области поршневых компрессоров в ПАО уделяется большое внимание их совершенствованию.

Одной из важных характеристик компрессора является частота вращения коленчатого вала, что значительно уменьшает массогабаритные показатели.

2. Общие сведения о КС и условия эксплуатации оборудования.

Для обеспечения газлифтной эксплуатации скважин на намывных сооружениях Яблунинского ГПУ ПАО «Полтавагаздобыча» создана компрессорная установка 2ГМ10А-2,7/21-151 с поршневым компрессором (ПК) и

ханических примесей (размер фракций до 40 мкм), относительной влажности (до 100%) потребовали создания входного сепаратора с фильтрами из материала «Гриф» (Беларусь, «Институт механики металлополимерных систем имени В.А. Белого Национальной академии наук Беларуси») для более эффективной очистки компримируемого газа. Отношение давлений в ПК $\pi_k=7,19$ определило необходимость создания двухступенчатого компрессорного агрегата.

Конструкция и материальное исполнение должны обеспечивать надежную эксплуатацию установки на открытом воздухе, под легким укрытием-навесом, обеспечивающим защиту

от осадков и прямых солнечных лучей.

Климатические условия эксплуатации оборудования: температура - зимой до минус 35°C, летом плюс 40°C; высота над уровнем моря до 200 м.

Оборудование КУ для сокращения времени монтажа и ввода в эксплуатацию выполнено в виде отдельных законченных блоков-модулей со 100% заводской готовностью. Основные технологические параметры КС «Яблунинское» представлены в таблице 2.

ждения технологического газа с межступенчатыми газопроводами и АВО, буферные емкости; систему смазки и охлаждающей жидкости КУ и ГПД; систему продувки и дренажа; системы САУиР; блок подготовки топливного и пускового газа.

Очистка газа от капельной жидкости, пыли и механических примесей, улавливания залповых забросов жидкой фазы происходит в сепараторе КУ. После сепаратора газ низкого давления по трубопроводу через пневматический клапан-регулятор давления после себя, через клапан ручной и кла-

Таблица 2. Технические параметры КС «Яблунинское»

Параметр, единица измерения	Численное значение параметра
Коммерческая производительность, $\text{м}^3/\text{сут.}$	50000÷80000
Начальное давление, МПа	1,5÷2,0
Конечное давление, МПа	12÷15
Температура на входе, К	268÷293
Температура на выходе, К	318

3. Основные конструктивные решения

Кинематическая схема КУ представлена на рис. 1, а общий вид КС «Яблунинское», оснащенной одной компрессорной установкой 2ГМ10А-2,7/21-151, на рис. 2.

Как видно из рис. 1 и 2, блочно-комплектная КУ [1] включает следующее оборудование: агрегат компрессорный 2ГМ10А-2,7/21-151 с ГПД мощность 368 кВт; блок арматуры с регулирующей и запорной арматурой, обратным и предохранительными клапанами; сепараторы и влагомаслоотделители 1,2ступени; систему охла-

пан пневматический с установленным между ними продувочным клапаном поступает на вход КУ. Для продувки газового тракта КУ азотом перед пуском предусмотрена дополнительная линия с ручным и обратным клапаном. После продувки азотом с помощью пневматического клапана осуществляется заполнение контура технологическим газом

Компримируемый газ через пусковой фильтр грубой очистки (степень очистки 400мкм) поступает во входной сепаратор, предназначенный для тонкой (двухуровневой) очистки газа: капельной жидкости и механических

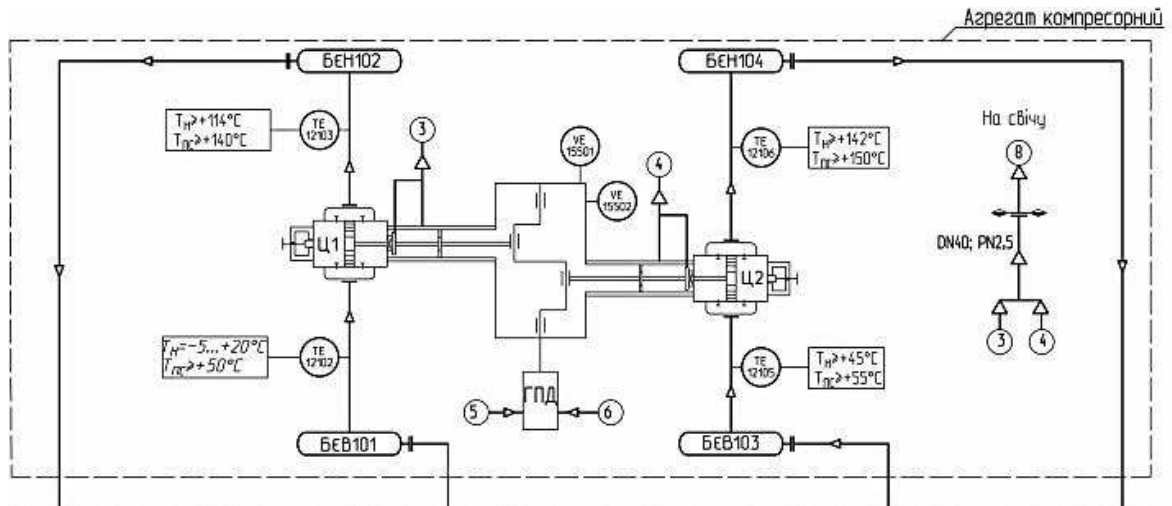


Рисунок 1. Кинематическая схема КУ КС «Яблунивское» для газлифтной добычи нефти.

примесей; тонкой очистки от пыли в специальной батарее фильтров (степень очистки 5мкм)

Основные технические характеристики входного сепаратора КУ представ-

печивает надежную работу и эффективность.

При пуске ГПД газ циркулирует по кольцу через байпасный трубопровод при открытом пневматическом кла-

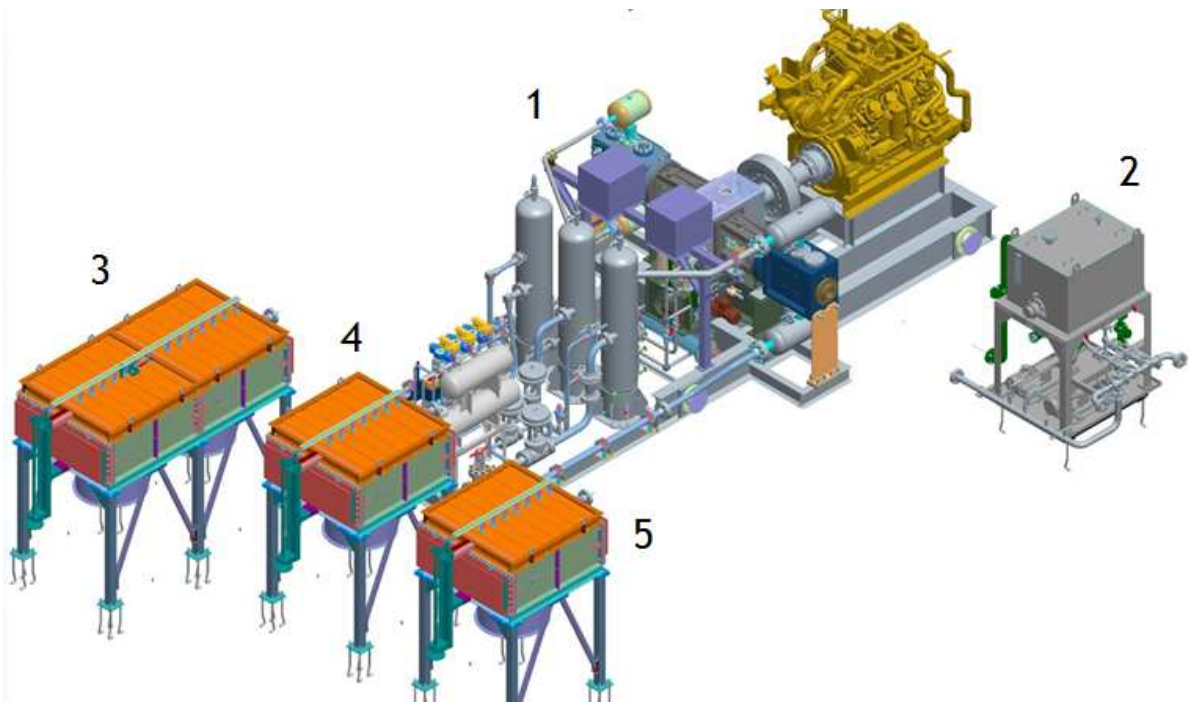


Рисунок 2. Общий вид и состав КУ: 1 – агрегат компрессорный 2ГМ10А-2,7/21-151; 2 – блок охлаждающей жидкости; 3 – АВО газа 1ст.; 4 – АВО охлаждающей жидкости компрессора; 5 – АВО охлаждающей жидкости рубашки двигателя.

лены в таблице 3.

Из опыта эксплуатации известно, что данная конструкция сепаратора обес-

пане. С набором двигателем необходимых оборотов в автоматическом режиме осуществляется закрытие клапана и открытие клапана на нагнета-

Таблица 3. Технические характеристики входного сепаратора

Параметр, единица измерения	Численное значение параметра
Производительность, $\text{м}^3/\text{сут}$	50000÷80000
Диапазон изменения производительности, %	62÷100
Давление рабочее, МПа	1,5÷2
Температура рабочая, К	268÷293
Гидравлические потери напора, МПа, не более	0,002÷0,003
Габаритные размеры, м	0,6 x 0,6 x 2,3
Масса, кг	675

нии второй ступени КУ. После сепаратора газ поступает в буферную емкость всасывания и далее в цилиндр 1 ступени компрессора. После сжатия в рабочих полостях цилиндра 1 ступени газ поступает в буферную емкость нагнетания 1 ступени.

После завершения процесса сжатия в цилиндре 2 ступени газ через буферную емкость нагнетания 2 ступени и далее по газопроводу последовательно в аппарат воздушного охлаждения 2 ступени, влагомаслоотделитель 2 ступени поступает в нагнетательный газопровод КУ, который комплектуется обратными, пневматическими и ручными продувочными клапанами. Для предотвращения аварийного повышения давления в контуре предусмотрены предохранительные клапаны и трубопровод аварийного сброса газа через пневматический клапан на факел (свечу).

Регулирующий пневматический клапан выполняет две функции: загрузка и разгрузка КУ; поддержание минимального давления газа (1,5 МПа) на входе в КУ.

Для отвода жидкости из сепаратора входного и влагомаслоотделителей в стационарную емкость конструкцией предусмотрены дренажные трубопроводы. Сброс газа с предохранительных клапанов, трубопроводов обвязки КУ предусмотрены факельные (свечные) трубопроводы, соединенные с факельным коллектором ДКС. Газ из стартера двигателя сбрасывается в отдельный свечной трубопровод. Управление пневмоприводами арматуры осуществляется с помощью воздуха КИПиА.

4. Конструктивные особенности КУ и ее основного оборудования

Основой КУ является компрессорный агрегат с ГПД фирмы Caterpillar.

Крейцкопфная часть и фонарная часть направляющей снабжены боковыми окнами для монтажа крейцкопфа и уплотнения штока. Крейцкопфная часть направляющей отделена от фонарной части съемной перегородкой, в которой установлены маслоъемные манжеты, которые служат для защиты

Таблица 4. Технические характеристики КУ 2ГМ10А-2,7/21-151

№ д/п	Параметр, единица измерения	Значение параметра
1.	Производительность (условия входа), м ³ /мин	35÷55
2.	Давление начальное (абс.), МПа	1,6÷2,1
3.	Отношение давлений по ступеням: 1 ступени 2 ступени	3,13 ÷ 3,22 2,64 ÷ 2,93
4.	Частота вращения вала коленчатого, мин ⁻¹	16,6
5.	Температура газа на входе, К	268 ÷ 293
6.	Температура газа на выходе, К	318
7.	Потребляемая мощность, кВт	250 ÷ 292
8.	Мощность на муфте двигателя (ном.), кВт	368
9.	Номинальные условия эксплуатации двигателя:	
	- температура окружающей среды, К	238 ÷ 313
	- давление окружающей среды, МПа	0,101
10.	Мак. расход топливного газа, м ³ /час	max 105
11.	Давление топливного газа, МПа	0,048 ÷ 0,276
12.	Давление пускового газа, МПа	0,65 ÷ 0,75
13.	Время пуска агрегата (___без учета предпусковой подготовки), мин	2
14.	Безвозвратные потери масла, г/час	0,030
15.	Габаритные размеры (LxHxh), м	9,2 x 4,75 x 4,06
16.	Масса агрегата (сухая) в объеме поставки, кг	25000

К конструктивным особенностям агрегата, основные технические характеристики которого представлены в таблице 4, по сравнению с ранее выпущенными ПКУ с ГПД относятся: высокоэффективный ГПД Caterpillar G3508B; высокооборотная оппозитная база компрессора 2М10А; компрессор

2ГМ10А-2,7/21-151; легкосборное укрытие, оснащенное необходимыми грузоподъемными устройствами и системой освещения; блок подготовки топливного и пускового газа, обеспечивающий защиту ГПД от механических примесей и подогрев топливного газа в холодный период времени; со-



Рисунок 3. Общий вид ГПД G3508B

кращенное время монтажа оборудования.

Основой агрегата является двухступенчатый компрессор 2ГМ10А-2,7/21-151 смонтированный на общей раме с ГПД Caterpillar G3508B.

На рис.3 представлен общий вид ГПД и его основных систем, а его основные технические характеристики представлены в таблице 5.

Оппозитная база 2М10А [2], на основе которой создан компрессор 2ГМ10А-2,7/21-151, состоит из следующих деталей (рис. 4): картера и двух направляющих, смонтированных на картере. Разъемы между ними уплотняются герметиком при затяжке крепежных шпилек гайками. Картер представляет собой отливку из серого чугуна прямоугольной формы коробчатого сече-

ния. Внутри картера смонтирован коллектор 14 для подвода масла к коренным подшипникам. Подвод смазки к коренным подшипникам осуществляется сверху через сверления в крышках подшипников.

Крейцкопфная часть и фонарная часть направляющей снабжены боковыми окнами для монтажа крейцкопфа и уплотнения штока. Крейцкопфная часть направляющей отделена от фонарной части съемной перегородкой, в которой установлены маслосъемные манжеты, которые служат для защиты цилиндрических групп от масла системы циркуляционной смазки.

Коленчатый вал компрессора двухпорный с двумя шатунными шейками и двумя коренными. Диаметр коренных и шатунных шеек $\varnothing 150$.

Таблица 5. Технические характеристики газопоршневого двигателя G3508B фирмы Caterpillar.

Наименование показателей, измерения	единица	Величина параметра
Тип двигателя		газопоршневой
Степень сжатия		8
Число цилиндров		8
Тип системы запуска		пневмостартер
Размещение цилиндров		V-образное
Диаметр цилиндров, мм		170
Ход поршней, мм		190
Рабочая емкость, д		34,6
Номинальная мощность (при 16,7 с ⁻¹)		367
Номинальная частота вращения, с ⁻¹		16,7
Максимальный расход топливного газа, м ³ /час		105
Рабочее давление, МПа (изб.)		0,05 ÷ 0,27
Удельные потери масла при номинальной мощности, г/кВт·час		0,43
Система смазки		циркуляционная
Объем масла в картере двигателя, м ³		0,25
Максимальная температура выхлопных газов, К		254
Габаритные размеры, (LxВxH), м		2,522 x 2,014 x 2,131
Масса, кг		3941
Средний ресурс до капитального ремонта, час		60000

Шатунные шейки двух противоположных рядов расположены под углом 180° относительно друг друга. Для подвода смазки к шатунным подшип-

никам в теле коленвала имеются соответствующие сверленные каналы.

С валом ГПД коленвал соединяется посредством упруго-пластинчатой муфты. Шатуны – стальные кованные с

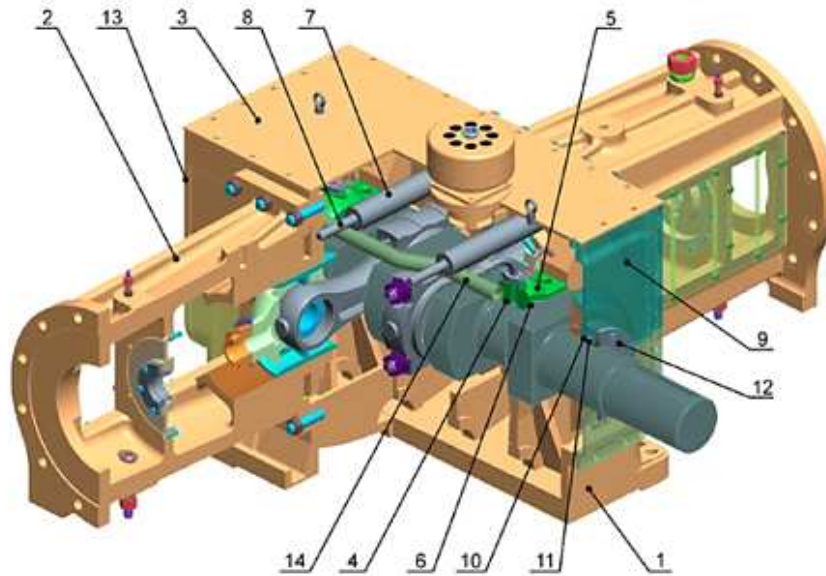


Рисунок 4. Оппозитная база 2М10А быстроходного компрессора 2ГМ10А-2,7/21-151: 1 – картер; 2 – направляющая; 3 – крышка картера верхняя; 3 – вкладыш; 4 – крышка подшипника; 6 – полукольцо; 7 – распорка; 8 – стяжка; 9 – крышка маслоснимателя; 10 – манжета; 11 – кольцо; 12 – фланец; 13 – крышка картера передняя; 14 – коллектор смазки коренных подшипников.

разъемной кривошипной и неразъемной крейцкопфными головками. Вкладыш кривошипной головки разъемный тонкостенный. К корпусу крейцкопфа посредством шпилек крепятся алюминиевые башмаки. Соединение корпуса крейцкопфа со штоком поршневой группы осуществляется вкручиванием

резьбового конца штока в корпус крейцкопфа и фиксации его контргайкой.

Основные технические характеристики поршневого компрессора представлены в таблице 6.

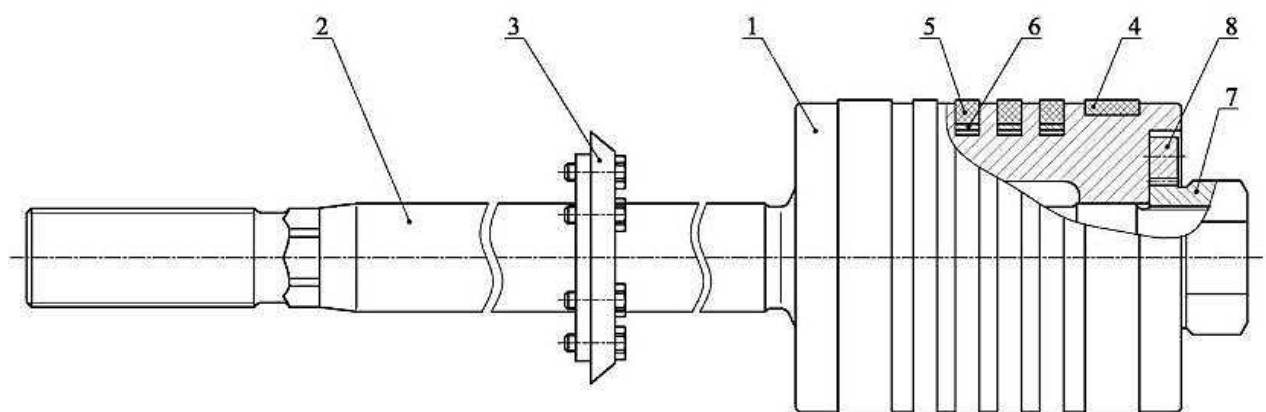


Рисунок 5. Поршневая группа: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – кольцо маслоотбойное; 4 – кольцо направляющее; 5 – кольцо поршневое; 6 – экспандер; 7 – гайка поршня; 8 – стопор.

Таблица 6. Технические характеристики компрессора

Наименование показателей, единица измерения	Величина параметра
Тип компрессора	горизонтальный двухрядный, двухступенчатый
Число цилиндров	2
Размещение цилиндров	оппозитное
Диаметр цилиндров, мм	
1 ступени	140
2 ступени	100
Ход поршней, мм	100
Номинальная частота вращения, с ⁻¹	16,7
Мощность на валу, кВт	max 292
Номинальная частота вращения, с ⁻¹	16,7
Диапазон регулирования производительности, %	50÷100
Габаритные размеры, (lxbxh), м	1,6 x 4,775 x 0,9
Масса, кг	5832

В состав цилиндровых групп входят уплотнения штоков, всасывающие и нагнетательные клапаны, специальные разгрузочные устройства, а также собственно цилиндры с крышками задними, крышками и фонарями клапанов. Цилиндры компрессора кованые двойного действия. Уплотнение газовых полостей цилиндров достигается притиркой. Цилиндры при сборке на предприятии-изготовителе штифтуются совместно с направляющей, а направляющая – с картером. Каждый из цилиндров компрессора имеет всасывающие и нагнетательные дисковые клапана. В цилиндрах имеются по два сверления для индицирования (снятия натуральных индикаторных диаграмм, т.е. сравнения

расчетных данных с фактическими), выходящих в крайние мертвые положения поршней. Сверления заглушены пробками.

В состав поршневых групп компрессора входят (рис. 5): поршни, штока, поршневые кольца с экспандерами и опорно-направляющие кольца, детали крепления и стопорения поршня на штоке. Фиксация поршня относительно штока производится по шпонке.

Для направления и центровки поршней в цилиндре служат опорно-направляющие кольца. Для увеличения срока службы на наружной поверхности направляющих колец выполнены разгрузочные канавки. Опорно-направляющие и поршневые коль-

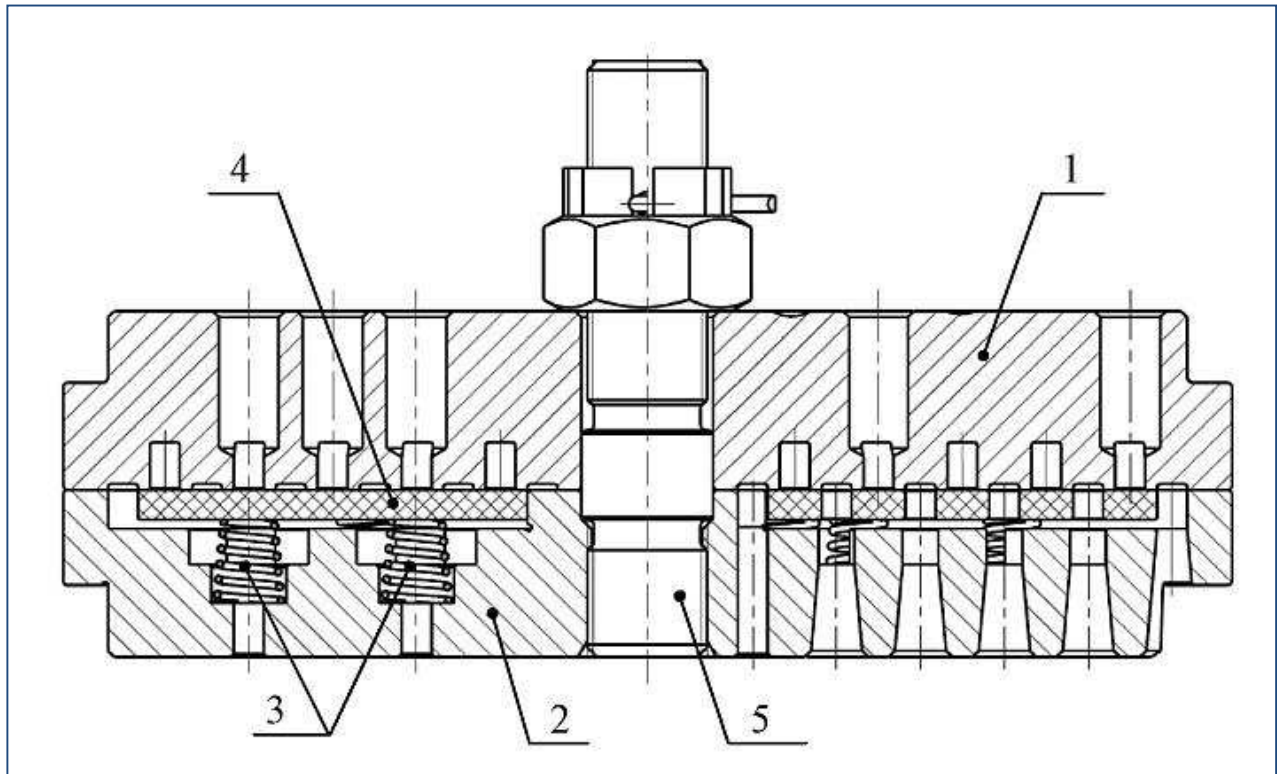


Рисунок 6. Уплотнение штока: 1 – фланец; 2,3,4 – камера; 5 – прокладка; 6 – пружина браслетная; 7 – кольцо уплотняющее; 8 – кольцо замыкающее; 9 – кольцо защитное; 10 – кольцо дроссельное; 11 – пружина.

ца выполняются из неметаллических материалов.

Уплотнения штоков компрессора камерные с плоскими неметаллическими

уплотнительными элементами: замыкающими и уплотняющими кольцами в комплекте с защитными. В каждой камере уплотнения штока первыми со

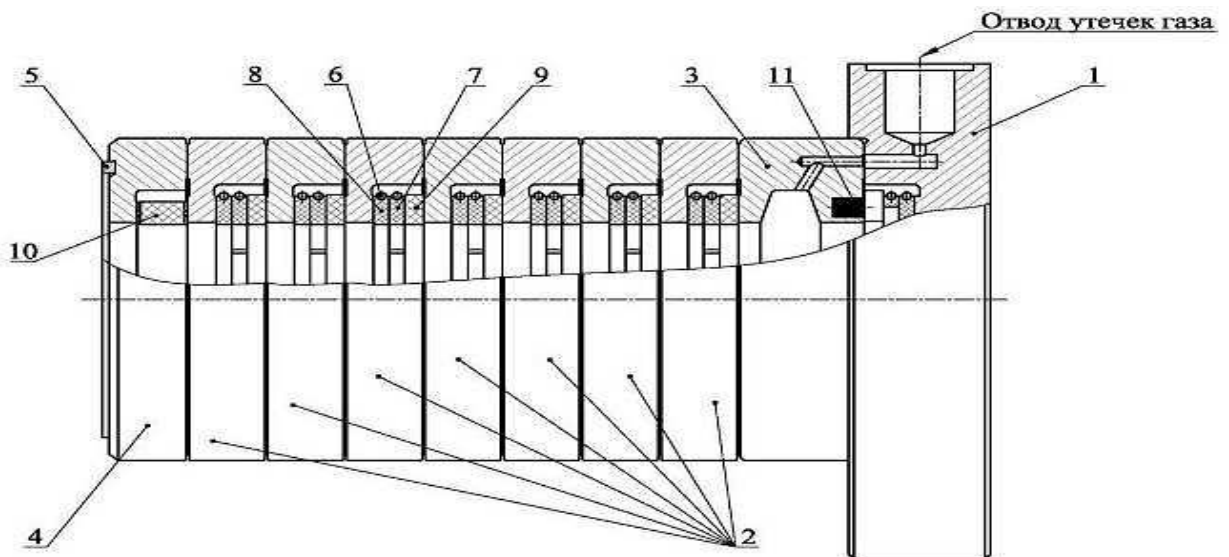


Рисунок 7. Самодействующий дисковый клапан: 1 – седло; 2 – ограничитель; 3 – точечная пружина; 4 – дисковая пластина; 5 – шпилька.

стороны цилиндра стоят замыкающие кольца, вторыми – уплотняющие и потом защитные. Защитные кольца предназначены для предотвращения экструзии материала уплотняющего кольца в зазор между штоком и камерой.

Для снижения давления пульсаций газа в уплотняющие элементы первым по ходу газа в уплотнении штока устанавливается дроссельное кольцо. Для сбора возможных утечек газа в конструкции уплотнения штока предусмотрено сверление, через которое утечки газа отводятся в трубопровод отвода газа на свечу (рис. 6).

Клапаны цилиндров самодействующие дисковые, рабочими элементами которых являются дисковые пластины и пружины. Клапаны состоят из седла, клапанной пластины, ограничителя и пружин (рис. 7).

Для обеспечения эффективной работы КУ в конструкции предусмотрены системы: охлаждения технологического газа; охлаждения циркуляционной смазки механизма движения; смазки цилиндров и уплотнений штоков; охлаждения оборудования КУ.

В качестве основных материалов были использованы следующие стали: 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т, 20Х13, Ст40. Для смазки цилиндрово-поршневых групп и механизма движения компрессора применяется авиационное масло МС-20. Основные конструктивные решения и особенности технологии производства ПК в ПАО обеспечивают высокие эксплуатационные характеристики КУ. В частности, согласно техниче-

ским условиям на поставку КС, обеспечивается средний ресурс до капитального ремонта 60 тыс. часов.

5. Система автоматизированного управления и регулирования

Для контроля и управления технологическим процессом, выполнения функций противоаварийной автоматической защиты применяется современная система автоматизированного управления и регулирования (САУиР) работы компрессорной установки. Все применяемое прикладное и системное программное обеспечение (ПО) соответствует международным стандартам. САУиР поддерживает все стандартные протоколы информационного обмена, имеет средства конфигурирования интерфейсов для связи с различными устройствами и подсистемами. Наличие единой интегрированной среды проектирования систем позволяет осуществить параметризацию и конфигурирование всей системы: от датчика до сервера и АРМ любого уровня. Технические и программные средства системы обеспечивают непрерывный режим функционирования САУиР с периодическими осмотрами и регламентными работами в период остановок, ремонта или регламентных работ технологического оборудования. Время полного цикла работы подсистемы логического управления и защиты – 40мс. Среднее время наработки комплекса на отказ по разным видам выполняемых функций составляет 200000 часов. Установленный ресурс комплекса составляет не менее 20 лет.

Быстродействие комплекса по каналам преобразователя следующие:

- измерение температуры - не более

0.5 с.;

- измерение давления (перепад давления) - не более 0.1 с.;
- положение исполнительных механизмов - не более 0.1 с.;
- выдача управляющих воздействий по каналам управления и сигнализации - не более 0.1 с

6.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Снижение массогабаритных параметров, а также применение современных материалов для ПК позволяют существенно повысить надежность и долговечность наиболее ответственных узлов и деталей КУ. Новые разработанные установки в ПАО заменят тихоходные компрессоры старых модификаций в наиболее востребованных областях газовой промышленности.

Литература:

1. Гринь Н.П. Разработка компрессора блочной конструкции 4ВМ10-55/71 для ВРУ среднего давления // Н.П. Гринь, Ю.Б. Наталуха, А.В.Смирнов // *Технические газы.* - 2010.-№6 – С. 31-35.

2. Смирнов А.В. Выбор параметров быстроходных оппозитных баз поршневых компрессоров М10А и М25А // А.В. Смирнов, В.Н. Фесенко, М.А. Туренко, А.И. Онищенко // *Компрессорная техника и пневматика.* – 2011. – № 8. – С. 2-5.

ДОВЕДЕНИЕ ДО РАБОТОСПОСОБНОГО СОСТОЯНИЯ И РЕКОНСТРУКЦИЯ ЧЕШСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА 6RSA36

Л.К.Чернявский, В.Е.Кузьмин, К.А.Данилов,
П.В.Королёв, Е.А.Королёва (АО
"НПФ"Невинтермаш", Санкт-Петербург,
Россия)

В технологической установке низкотемпературной изомеризации АО "Рязанская нефтеперерабатывающая компания" до недавнего времени был задействован центробежный компрессор марки 6RSA36, закупленный в Чехии. Он предназначался для компримирования газовой смеси, в которой как правило преобладает водород.

Конструктивно 6RSA36 представляет собой неохлаждаемую однокорпусную 6-ступенчатую машину среднего давления баррельного типа с титановыми рабочими колёсами диа-метром 360 мм (рис. 1). Приводной электродвигатель компрессора – асинхронный мощностью 4000 кВт с преобразователем частоты питающего тока. Преобразователь даёт возможность изменять частоту вращения электродвигателя в диапазоне от номинальной

2985 об/мин до вдвое меньшей. Между электродвигателем и компрессором установлен мультипликатор, зубчатая пара которого имела передаточное число 6.178, так что диапазон частоты вращения ротора компрессора составлял 18440...9220 об/мин.

К сожалению, при эксплуатации компрессора происходили регулярные поломки колёс. Вероятные причины поломок: коррозия титана, сомнительная конструкция колёс и высокая окружающая скорость на их наружном диамет-

Бкс. Г.

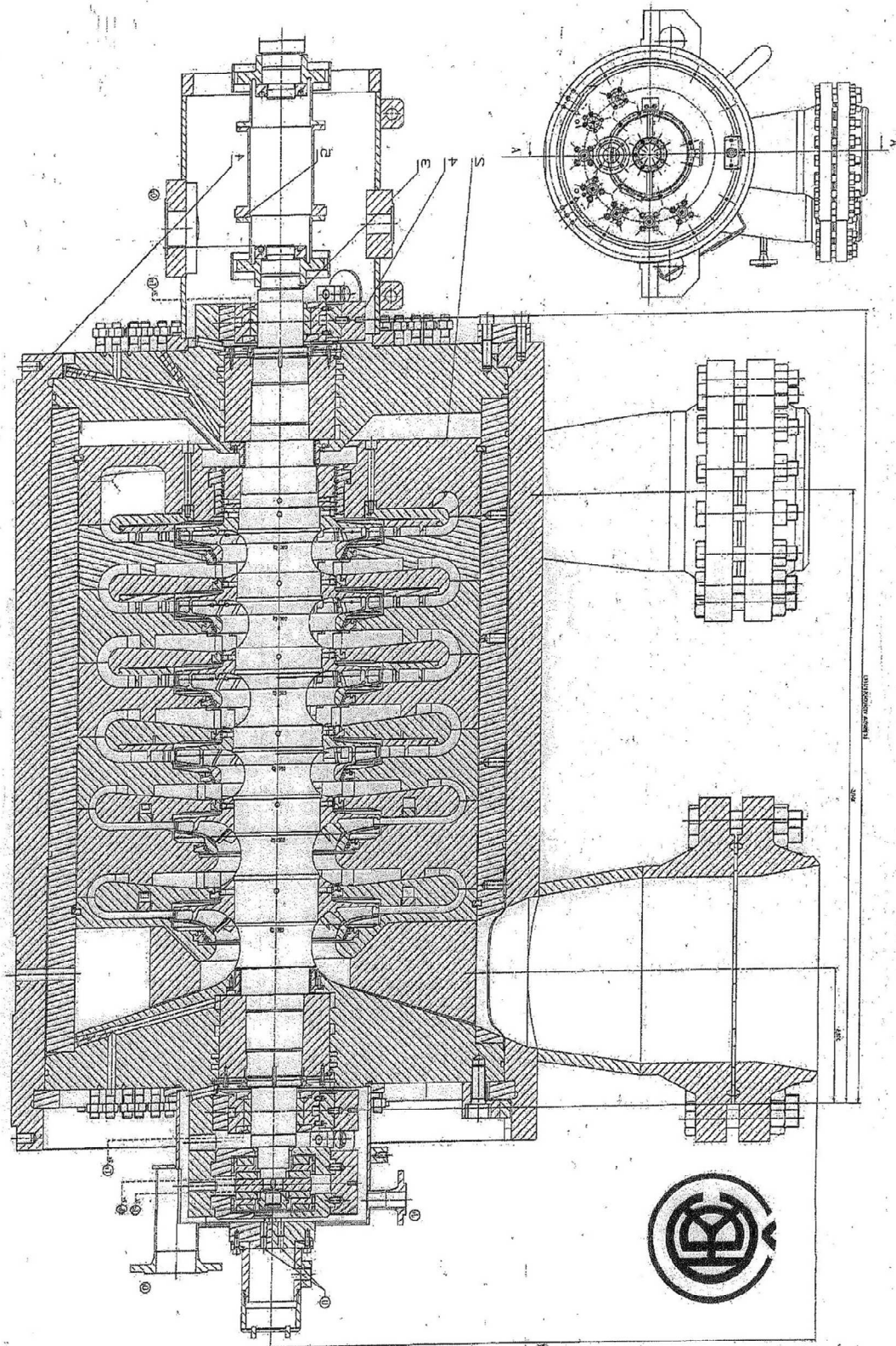


Рисунок 1. Компрессор 6RSA36.

ре (до 347 м/с). Из-за частых поломок компрессор оказался практически не-работоспособным. За доведение ком-прессора до работоспособного состоя-ния взялось Санкт-Петербургское АО "НПФ"Невинтермаш".

Наряду с главной задачей (повышение надёжности компрессора до должного уровня) Заказчик работы поручил АО "НПФ"Невинтермаш" изменить газо-динамические параметры компресси-ра, приведя их в соответствие с ука

занными в таблице. Отдельным пунктом Технического задания Заказчика

Наименования параметров		Варианты работы компрессора			
		I (основной)	II	III	IV
Массовая производительность, кг/ч		28782	69683	40000	43000
Объемная производительность при нормальных условиях (0 °С и 760 мм рт.ст.), м ³ /ч		136376	55017	134870	115355
Давление всасывания, МПа абс.		2.45	1.3285	2.45	2.45
Давление нагнетания, МПа абс.		3.63	2.06	3.63	3.63
Температура всасывания, °С		40	40	40	40
Состав газа, % объёмные	Водород Н ₂	95.30		85.40	80.026
	Метан СН ₄	0.85		8.95	12.44
	Этан С ₂ Н ₆	0.42		1.40	1.915
	Пропан С ₃ Н ₈	0.45		0.72	0.985
	i-бутан iC ₄ Н ₁₀	0.15		0.23	0.315
	n-бутан nC ₄ Н ₁₀	0.13		0.19	0.26
	i-пентан iC ₅ Н ₁₂	0.77		0.95	1.3
	n-пентан nC ₅ Н ₁₂	0.21		0.25	0.342
	Гексан С ₆ Н ₁₄	1.72		1.91	2.613
	Кислород О ₂		8.0		
Азот N ₂		91.7			
Оксид углерода СО ₂		0.3			
Относительная влажность газа, %		0.1	1.0	0.1	0.1

было требование обеспечить параметры основного варианта I.

работы компрессора при номинальной частоте вращения приводного электродвигателя и без регулирования компрессора перепуском газа с нагнетания на всасывание.

Для одновременного решения двух задач, поставленных Заказчиком, пришлось прибегнуть к коренной рекон-

ра.

Из анализа заданных величин газодинамических параметров компрессора для разных вариантов его работы (см. таблицу) следует, что наиболее труднореализуемым вариантом является I-ый (основной). Поэтому новую проточную часть АО "НПФ"Невинтермаш" проектировало под данный вариант. Что касается остальных трёх вариантов, то пара-

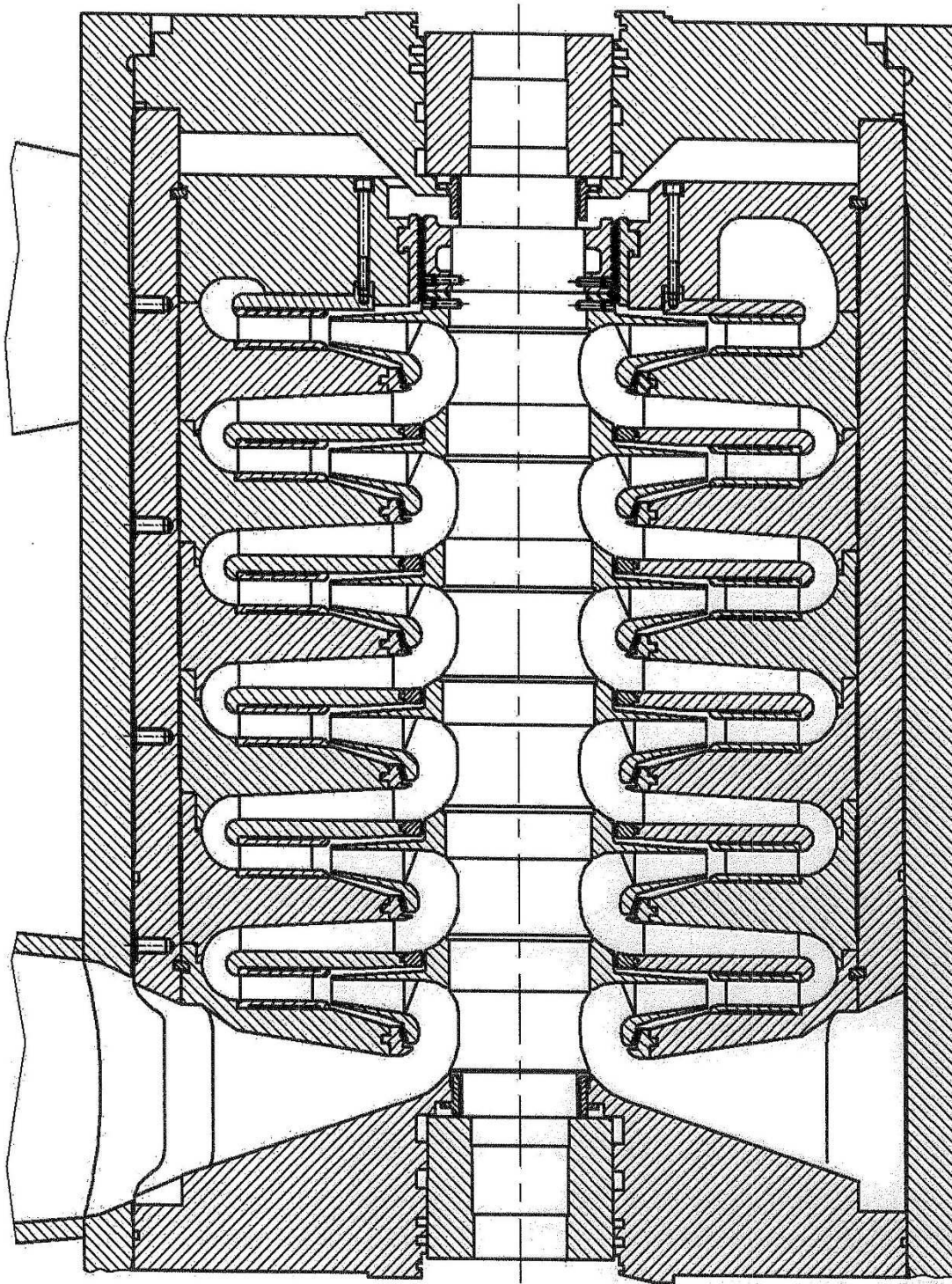


Рис. 2.

Рисунок 2. Реконструированная проточная часть

метры назначения компрессора в них могут быть легко получены уменьшением частоты вращения благодаря наличию частотного регулирования приводного электродвигателя.

Нужно сказать, что вариант I работы компрессора, под который проектировалась новая проточная часть, менее напряжённый по сравнению с самым

труднореализуемым вариантом из паспорта компрессора 6RSA36. Данное обстоятельство значительно упростило решение задачи доведения компрессора до работоспособного состояния.

При проектировании новой проточной части (рис. 2) были приняты следующие основные технические решения:

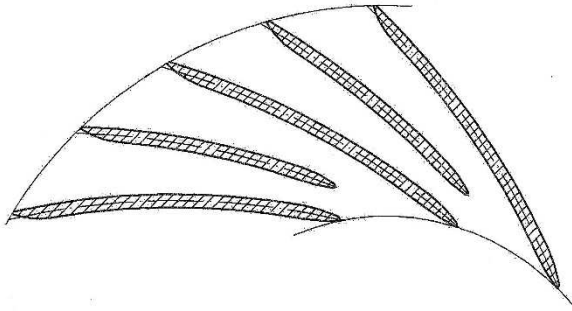


Рис. 3.

Рисунок 3. Лопаточная решётка первых трёх новых колёс.

1. Материал колёс – легированная сталь.
2. Все колёса – непространственные.
3. Для уменьшения статических напряжений в элементах колёс окружная скорость снижается до 270 м/с за счёт уменьшения частоты вращения.
4. Конструкция колёс – традиционная для АО "НПФ" Невинтермаш" фрезерованно-клёпаная, надёжность которой при умеренной окружной скорости давно проверена.
5. Диаметр колёс увеличивается

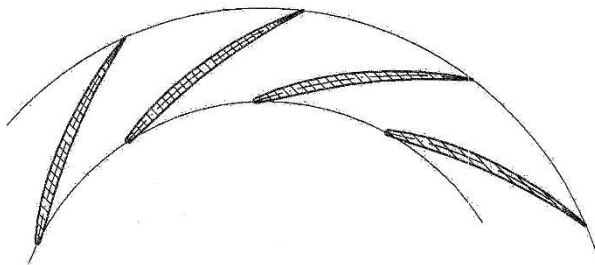


Рис. 4.

Рисунок 4. Лопаточная решётка новых диффузоров.

с 360 до 390 мм с целью оптимизации их коэффициентов быстроходности и увеличения относительных длин лопаток.

6. Утонение лопаток колёс к выходным кромкам выполняются асимметрично, за счёт задних сторон лопаток (рис. 3) с тем, чтобы не уменьшался теоретический напор колёс.

7. С этой же целью, выходные кромки лопаток колёс не скругляются (см. рис. 3).

8. Во всех ступенях, а не только в последних четырёх, как это имеет место в 6RSA36 (см. рис. 1), применяется лопаточный диффузор, газодинамическая эффективность которого согласно [1] выше, чем у безлопаточного диффузора.

9. Лопатки лопаточных диффузоров выполняются крылового профиля (рис. 4) с относительной толщиной 5 %.

10. Для повышения эффективности обратно-направляющих аппаратов уменьшается радиус выпуклого меридионального обвода периферийных осесимметричных колёс (с учетом рекомендаций [2]) и устраняется уклон в сторону всасывания передних ограничивающих стенок лопаточных решёток этих аппаратов.

11. Диффузоры всех ступеней смещаются относительно колёс в осевом направлении в сторону нагнетания на оптимальную величину в соответствии с патентом [3].

12. Всасывающая и нагнетательная камеры компрессора 6RSA36 заменяются новыми, соответствующими новым первой и последней ступеням и

позволяющими разместить новую проточную часть в существующем корпусе компрессора несмотря на увеличение её длины.

На практике реконструкция проточной части выразилась в замене всего внутреннего "пакета" компрессора. Кроме того, вследствие указанных выше технических решений № 3 и № 5 штатную зубчатую пару мультипликатора потребовалось заменить новой с меньшим передаточным числом.

После монтажа и наладки реконструи-

зали, что фактическая напорная характеристика компрессора $P_k=f(G)$ проходит несколько ниже рабочего режима по Техническому заданию на реконструкцию (рис. 5). Однако недодача напора не превышает разрешенного Техническим заданием допуска. Что касается политропного КПД компрессора $\eta_{пол}$, то его фактическая величина на режиме заданной производительности $G=28782$ кг/ч равна 0.83 и заметно превышает величину 0.817, спрогнозированную на стадии расчета новой проточной части.

Экспериментально определенный запас до помпажа составляет 38 %, что вполне достаточно для безопасной эксплуатации компрессора.

Удовлетворительные результаты контрольных испытаний позволили ввести компрессор в эксплуатацию без доводки. Работа его продолжается по настоящее время без каких-либо замечаний со стороны Заказчика как по газодинамике, так и по механике.

Вся работа по реконструкции и доведению компрессора до работоспособного состояния выполнена АО "НПФ"Невинтермаш" за 7 месяцев.

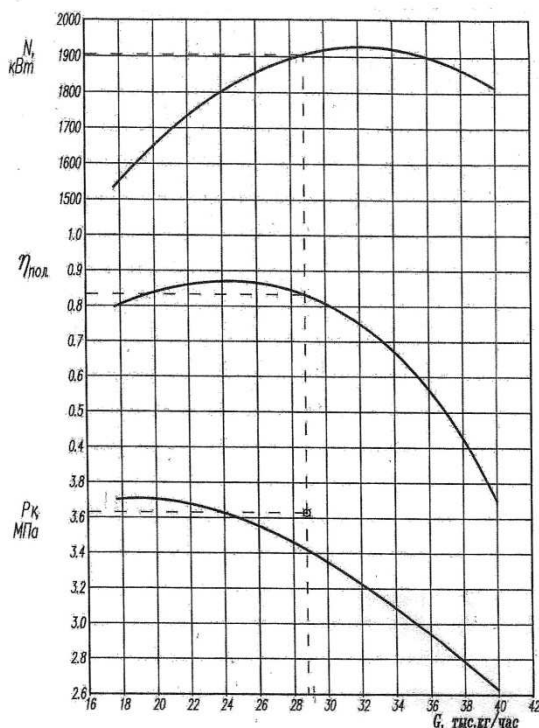


Рис. 5.

Рисунок 5. Экспериментальные газодинамические характеристики реконструированного компрессора при I-ом (основном) варианте работы и прогнозируемой частоте вращения 13320 об/мин (значком указан режим по Техническому заданию).

рованного компрессора на площадке Заказчика состоялись контрольные газодинамические испытания при I (основном) варианте работы. Они пока-

Литература:

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Чернявский Л.К., Онацкая Э.М. Расчётно-теоретическая оптимизация кольцевого обратного колена центробежной ступени // Труды XVI международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – С-Петербург, 2014. – Т.1, с.216-223.

3. Пат. 2403453 Российская Федерация, МПК F04D 17/08. Ступень центробежной турбомашин / Л.К.Чернявский. - № 2009110668/06; Заяв. 23.03.2009; Опубл. 10.11.2010, Бюл. № 31. – 7 с., 4 ил.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЗАМЕНЫ СПЧ НА СЕНОМАНСКИХ ДКС УРЕН- ГОЙСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ

А.Д. Ваняшов, В.В. Карabanова (ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск, Россия);
 М.А. Сорокин (ООО «Газпром добыча Уренгой», г. Новый Уренгой, Россия)

В настоящее время на Уренгойском нефтегазоконденсатном месторождении (НГКМ) добыча, сбор и подготовка газа осуществляется при совместной эксплуатации промыслов, обеспечиваемых сырьем с верхнемеловой

принципиально одинаковые проектные технологические схемы добычи и подготовки газа. Компримирование газа на дожимных компрессорных станциях (ДКС) осуществляется по двухступенчатой (двухцеховой) схеме с подключением технологического цеха (ТЦ1) осушки газа между компрессорными цехами (КЦ-2 и КЦ-1). В каждом цеху (ступени сжатия) установлены по три газоперекачивающих агрегата (ГПА) номинальной мощностью 16 МВт (ГПА-Ц-16). На рис. 1 показана принципиальная схема подключения объектов дожимного комплекса на примере УКПГ-3. На ряде сеноманских УКПГ (рис. 2), на 2-х ступенях сжатия (КЦ-1) происходит компримирование газа подаваемого от УКПГ валанжинской залежи. Это позволяет задействовать высвобождающиеся мощности ГПА 2-х ступеней

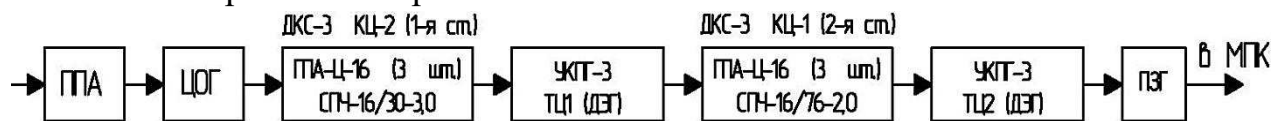


Рисунок 1. Схема подготовки газа на УКПГ-3

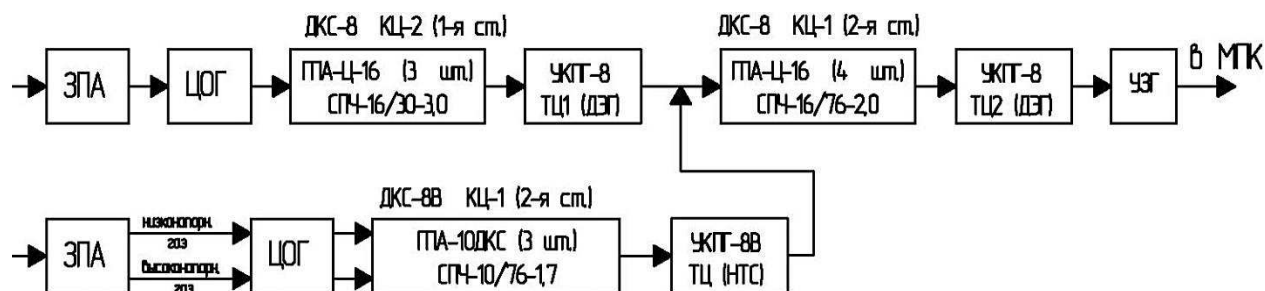


Рисунок 2. Схема совместной работы ДКС-8 и ДКС-8В

(сеноманской) залежи и нижнемеловой (неокомской (валанжинской)) залежи. Подготовка газа сеноманской залежи месторождений Большого Уренгоя к магистральному транспорту осуществляется на 16-ти установках комплексной подготовки газа (УКПГ) (1АС,1-13,15,16), которые имеют

сжатия сеноманских ДКС.

На 1-х ступенях сжатия большинства сеноманских ДКС в корпусах компрессоров 294ГЦ2 установлены СПЧ-16/30-3,0, рассчитанные на работу при номинальном входном давлении 1,0 МПа.

Эксплуатация объектов дожимного комплекса сеноманских УКПГ осуществляется в условиях завершающей стадии добычи газа, при значительном снижении пластового, устьевого давлений и давлений на входе ДКС. Потенциал модернизации установленного оборудования, в частности с использованием существующих корпусов ЦБК к настоящему моменту практически исчерпан. Дальнейшая эксплуатация месторождения возможна при реализации мероприятий комплексной реконструкции ДКС, включая объединение УКПГ для совместного компримирования, замену компрессоров на двухкорпусные компрессорные агрегаты с одновременным понижением мощности привода.

Срок реализации (начиная с разработки ПД) инвестиционного проекта, с учетом сложившейся в ПАО «Газпром» практики, составляет не менее пяти лет, что не позволит выполнить своевременную комплексную реконструкцию ДКС. Таким образом, с целью обеспечения проектных уровней добычи газа, потребуется проведение компенсирующих мероприятий по реконструкции существующего газоперекачивающего оборудования:

- установка СПЧ в 1-х ступенях ДКС с максимально возможным отношением давлений и производительностью (с учетом габаритных размеров корпуса ЦБК и максимальной допустимой рабочей температуры ЗРА, трубопроводов и оборудования ДКС максимальное значение отношения давлений сжатия может быть оценено в 3,5);
- замена ЦБК во 2-х ступенях ДКС на компрессора с СПЧ, рассчи-

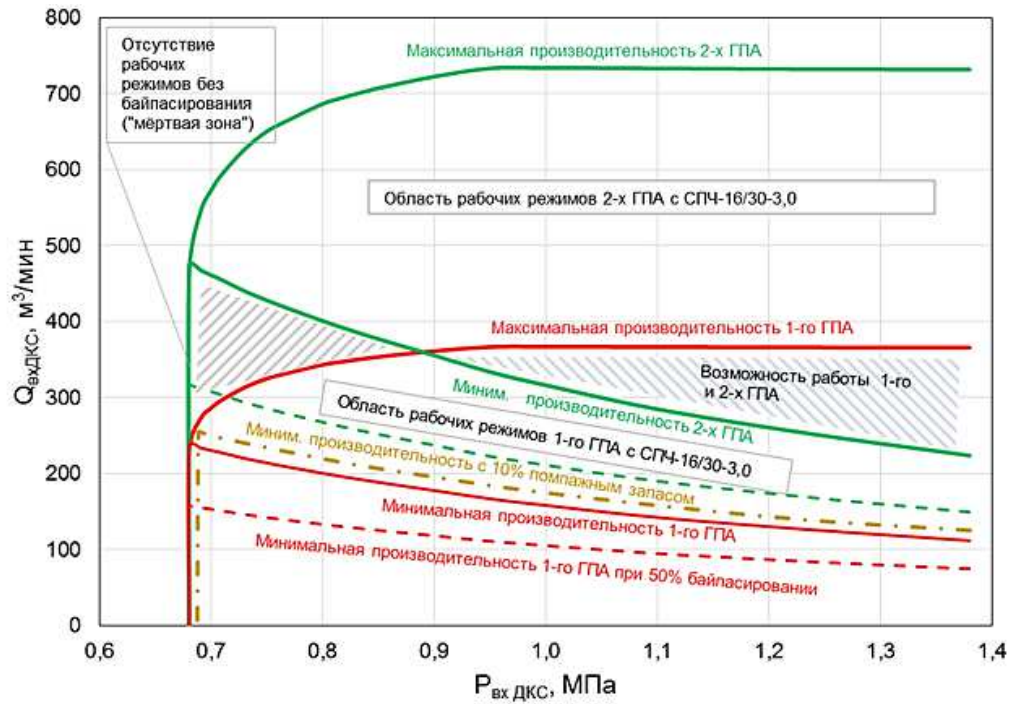
танные на отношения давлений сжатия не менее 3,0.

С целью оценки технических возможностей компримирования газа на ДКС-1...15 при существующем оснащении СПЧ 1-х и 2-х ступеней сжатия, выполнен упрощенный технологический расчет предельно возможных режимов по входному давлению и производительности ДКС. Расчет заключался в разработке так называемой «диаграммы предельных режимов СПЧ», т.е. определении максимально и минимально возможной производительности ЦБК с СПЧ-16/30-3,0 при изменении входного давления.

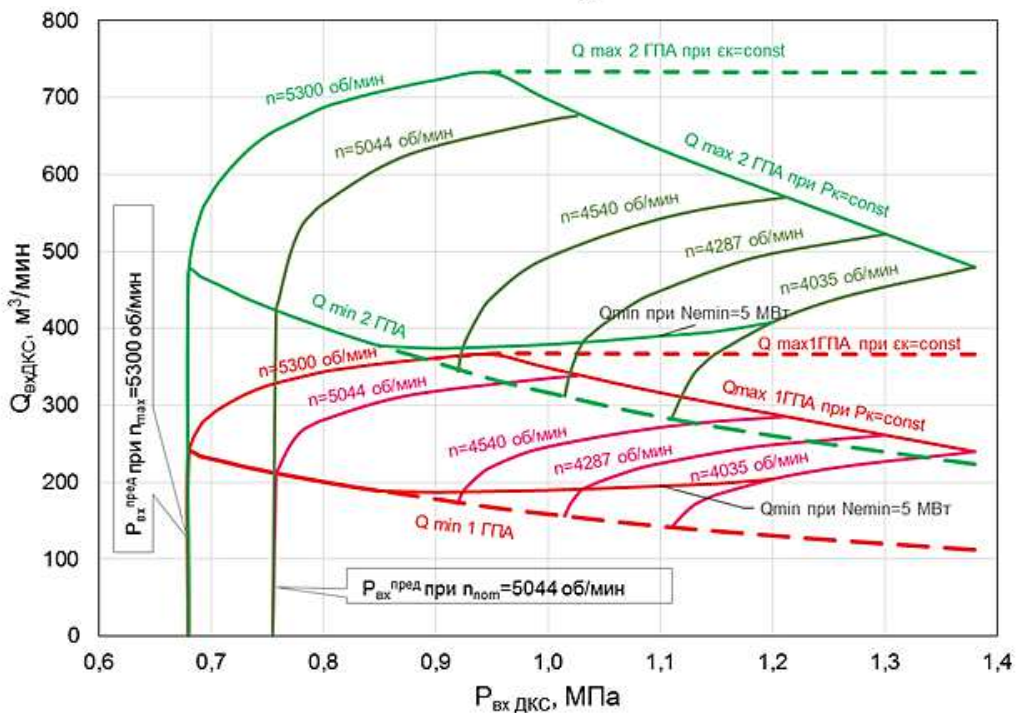
В качестве граничных условий приняты:

- давление на выходе 1-й ступени сжатия с СПЧ-16/30-3,0 – не менее 2,6 МПа (из условия достижения давления на выходе ДКС не ниже 5,3 МПа);
- минимально возможный режим по производительности – минимальный (0%) запас до границы помпажа;
- максимально возможный режим по производительности – крайняя правая точка на ГДХ СПЧ и максимально допустимая частота вращения ротора (105% от номинальной);
- минимально допустимая нагрузка привода по мощности – 5 МВт.

Диаграмма предельных режимов СПЧ-16/30-3,0 в виде функций $Q_{max}=f(P_{вх})$ и $Q_{min}=f(P_{вх})$ без введения ограничений по минимальной мощности и с учетом возможности работы на максимальных оборотах при повышении начального и, соответственно, конечного давления 1-й ступени сжатия, приведена на рис. 3а.



а)



б)

Рисунок 3. Диаграмма предельных режимов СПЧ-16/30-3,

На диаграмме, по заданной объемной производительности при начальных условиях и давлении на входе ГПА можно увидеть область рабочих режимов 1-го, 2-х или 3-х параллельно работающих ГПА. Левее точки пере-

сечения линий «Максимальной производительности 1-го ГПА» и «Минимальной производительности 2-х ГПА» находится область, в которой отсутствуют рабочие режимы (так называемая «мертвая» зона), а правее

точки пересечения, возможна работа как 1-го, так и 2-х ГПА. На данной диаграмме можно ввести дополнительные режимы работы с учетом байпасирования через цеховой контур. Например, ограничив режим байпасирования в 50% от границы помпажа (коэффициент 1,5), можно практически исключить «мертвую» зону. Линия, ограничивающая минимальную производительность, может быть скорректирована введением запаса до границы помпажа, например 10-15% (рис. 3а).

Если исключить работу с постоянным отношением давлений ($\epsilon_k=2,75$) на максимальной частоте вращения (линия « Q_{max} при $\epsilon_k=const$ » на рис. 3б), а ввести режимы работы с постоянным конечным давлением ($P_k=2,6$ МПа), то максимальная производительность ГПА с увеличением входного давления будет снижаться пропорционально снижению частоты вращения (линия « Q_{max} при $P_k=const$ » на рис. 3б). Соответственно, на рис. 3 б нанесены линии, соответствующие ряду частот вращения.

Другим ограничением является минимально допустимая загрузка газотурбинного привода по мощности. В данном случае, для ГТД НК-16СТ согласована минимальная нагрузка при длительной работе 5 МВт. Линии, ограничивающие минимальную производительность СПЧ при $N_{min}=5$ МВт, также нанесены на рис. 3б. Для СПЧ-16/30-3,0 ограничение нижнего предела по мощности, практически исключает область существования области где возможна работа как 1-го, так и 2-х ГПА. На рис. 3а видно, что предельно низкое входное давление

при работе ГПА на максимальной частоте вращения составляет 0,68 МПа (абс.). Если ограничить режимы работы номинальной частотой вращения, то нижний уровень входного давления составит 0,76 МПа (абс.).

С использованием разработанной «диаграммы предельных режимов СПЧ» возможно выполнить оценку потерь в добыче газа, компенсируемую ростом давления газа на входе ДКС (отключение части ГПА, регулирование дебита скважин) и срок предельно возможной эксплуатации УКПГ вплоть до прекращения добычи газа.

Диаграмму предельных режимов ГПА с СПЧ-16/30-3,0 можно представить в ином формате, например в виде зависимости $N_e=f(P_{вх}; Q_g)$ при фиксированном отношении давлений 3,5 (рис 4), что более удобно для оценки возможностей СПЧ при эксплуатации.

На рис. 5а и 5б на диаграмму предельных режимов работы СПЧ-16/30-3,0 нанесены прогнозные режимы работы ДКС на период 2018-2028 гг с разбивкой по кварталам. На примере представленных результатов наглядно видно, в какие периоды эксплуатация ДКС без снижения объемов добычи газа невозможна. Кроме того, можно оценить потери в добыче газа вплоть до полного прекращения функционирования ГПА с установленными СПЧ и существующей схемой работы.

В случае невозможности обеспечить заданный минимальный уровень давления на выходе ЦБК с установленными СПЧ при заданной суточной производительности ДКС, задается снижение производительности ЦБК в диапазоне располагаемой производи-

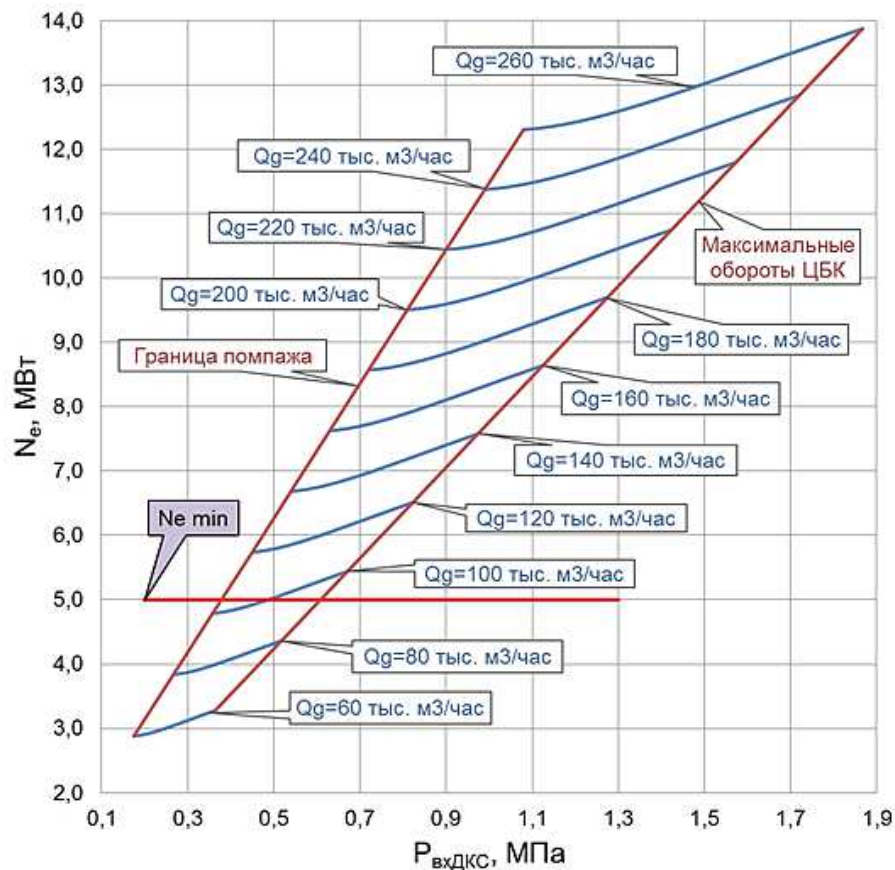


Рисунок 4. Диаграмма предельных режимов СПЧ-16/30-3,0 в виде зависимости мощности на валу от входного давления и производительности при стандартных условиях при фиксированном отношении давлений 3,5

тельности и, в случае выхода за границу помпажа, задается уменьшение количества работающих агрегатов. Снижение производительности ДКС сопровождается ростом устьевых давлений и давлений на входе ДКС (рис 5б, 6б). Оценочные зависимости повышения давления на входе ДКС от снижения производительности могут быть получены на основе опытных данных эксплуатации системы «скважины-газосборные сети» по следующей зависимости:

$$\frac{P}{P_0} = k_1 \left(\frac{Q}{Q_0} \right),$$

где k_1 – опытный коэффициент.

Предлагаемый к применению в корпусах компрессоров 294ГЦ2 новый тип

СПЧ-16/30-3,5 вместо используемых в настоящее время СПЧ-16/30-3,0 рассчитаны из условия максимального использования возможностей корпуса по производительности и отношению давлений, а также с учетом ограничения допустимого уровня скоростей во всасывающих трубопроводах.

Диаграмма предельных режимов СПЧ-16/30-3,5 приведена на рис. 7, а сравнение диаграмм СПЧ-16/30-3,0 и СПЧ-16/30-3,5 методом наложения представлено на рис. 8

Аналогично, для планируемой к установке СПЧ-16/30-3,5 на замену существующим СПЧ-16/30-3,0, с применением аналогичной «диаграммы предельных режимов СПЧ», оцениваются

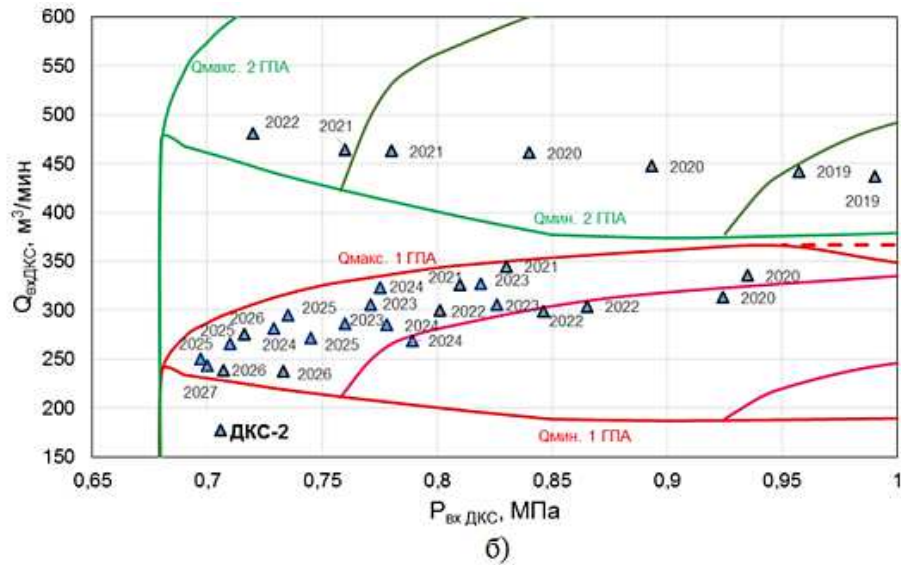
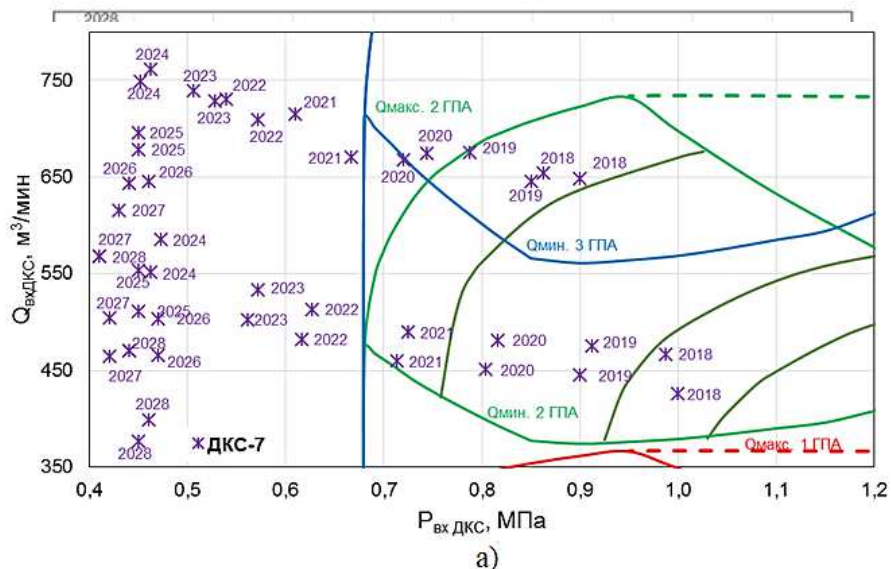


Рисунок 5. Диаграммы предельных режимов СПЧ-16/30-3,0 с нанесенными рабочими точками для ДКС-2 по кварталам на период 2018-2028 гг: а) по проектным данным разработки месторождения; б) с учетом снижения производительности

возможные объемы добычи газа и срок их предельной эксплуатации. Совмещение диаграммы предельных режимов предлагаемых к применению СПЧ-16/30-3,5 с прогнозными входными параметрами на примере ДКС-2 и ДКС-7 показано на рис. 9 а,б.

Проведенный расчетный анализ с применением предложенного метода для всех сеноманских ДКС-1АС, 1...15 позволил получить сроки выполнения работ по замене СПЧ и показал, что, выполняя своевременную замену СПЧ

можно продлить эксплуатацию ДКС на разных УКПГ без потери в добыче газа от 2-х до 8-ми лет. Соответственно, оценены возможные потери в добыче газа, вследствие не выполнения проекта по замене СПЧ. На примере ДКС-2 и ДКС-7 на рис. 10 показана динамика изменения добычи газа для рассматриваемых вариантов: «с проектом» (СПЧ-16/30-3,5) и «без проекта» (СПЧ-16/30-3,0) по сравнению с плановым объемом добычи газа на 2018 г.



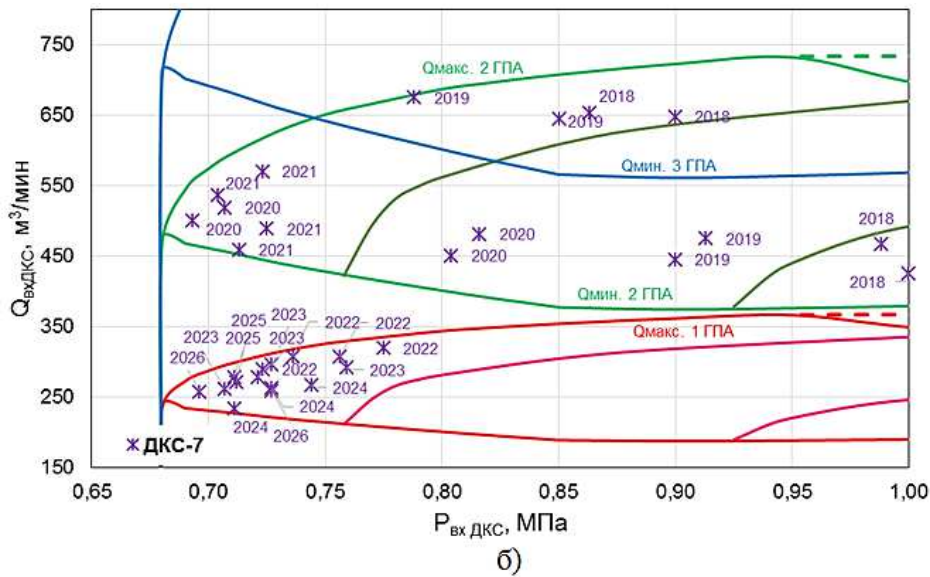


Рисунок 6. Диаграммы предельных режимов СПЧ-16/30-3,0 с нанесенными рабочими точками для ДКС-7 по кварталам на период 2018-2028 гг: а) по проектным данным разработки месторождения; б) с учетом снижения производительности

Таким образом, предлагаемый оценочный подход в определении максимально возможных объемов добычи газа для вариантов «без замены СПЧ» и «с заменой СПЧ» позволяет оперативно оценить временные периоды, когда необходимо выполнять мероприятия по замене СПЧ и потери в добыче газа. На основании этих данных рассчитывается срок окупаемости и величина внутренней нормы доходно-

сти (ВНД) от мероприятий по широкомасштабной замене СПЧ. Предлагаемый подход может быть применён для всех месторождения с падающей добычей.

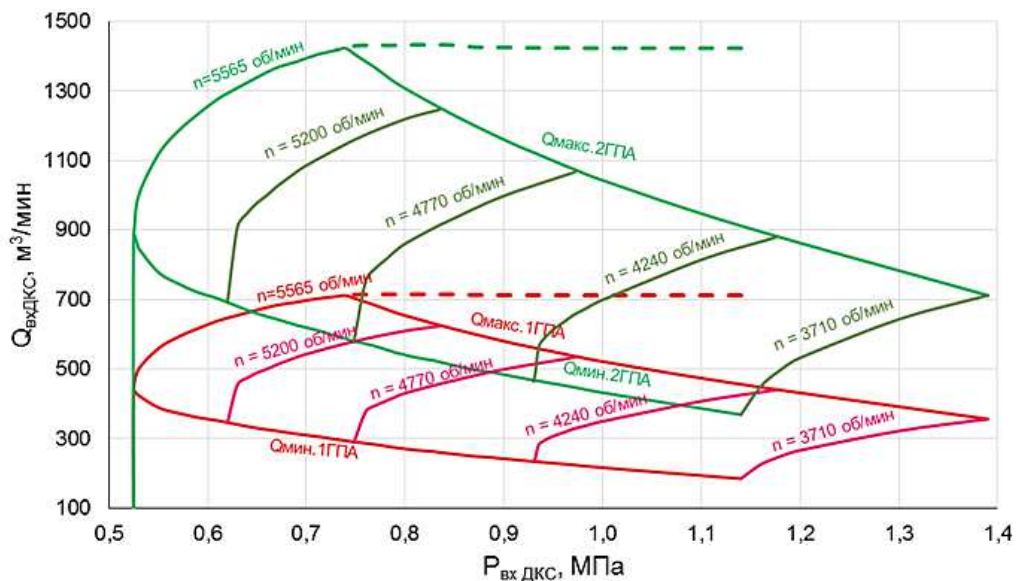


Рисунок 7. Диаграмма предельных режимов СПЧ-16/30-3,5

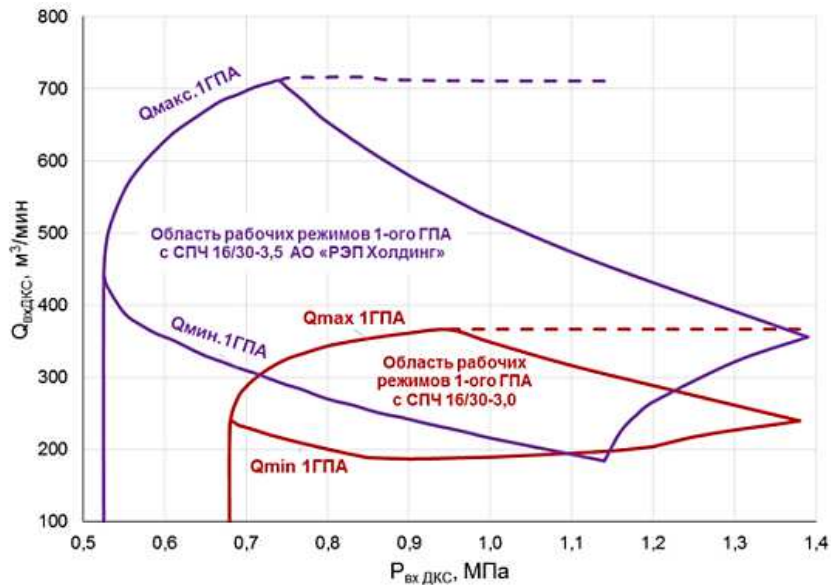
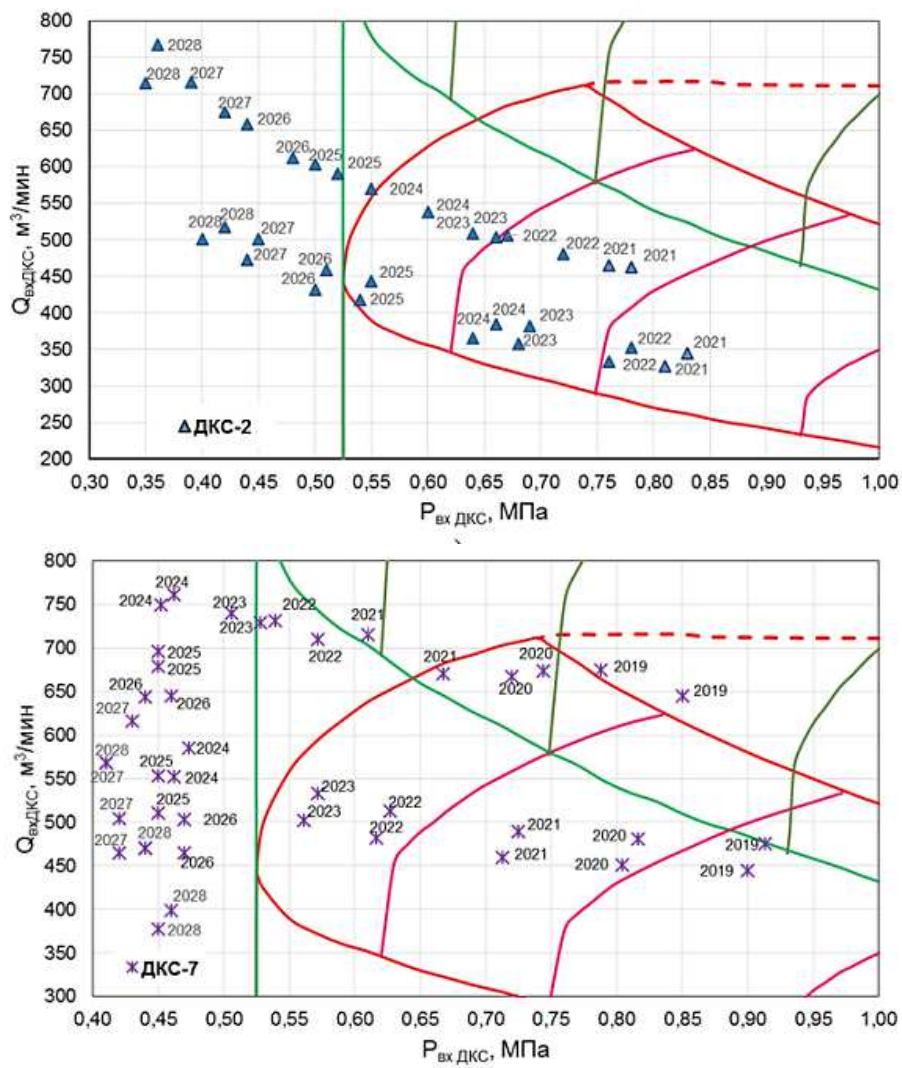


Рисунок 8. Сравнение диапазонов возможных режимов работы СПЧ-16/30-3,5 и СПЧ-16/30-3,0



б)

Рисунок 9. Диаграммы предельных режимов СПЧ-16/30-3,5 с нанесенными рабочими точками по кварталам на период 2018-2028 гг: а) для ДКС-2; б) для ДКС-7

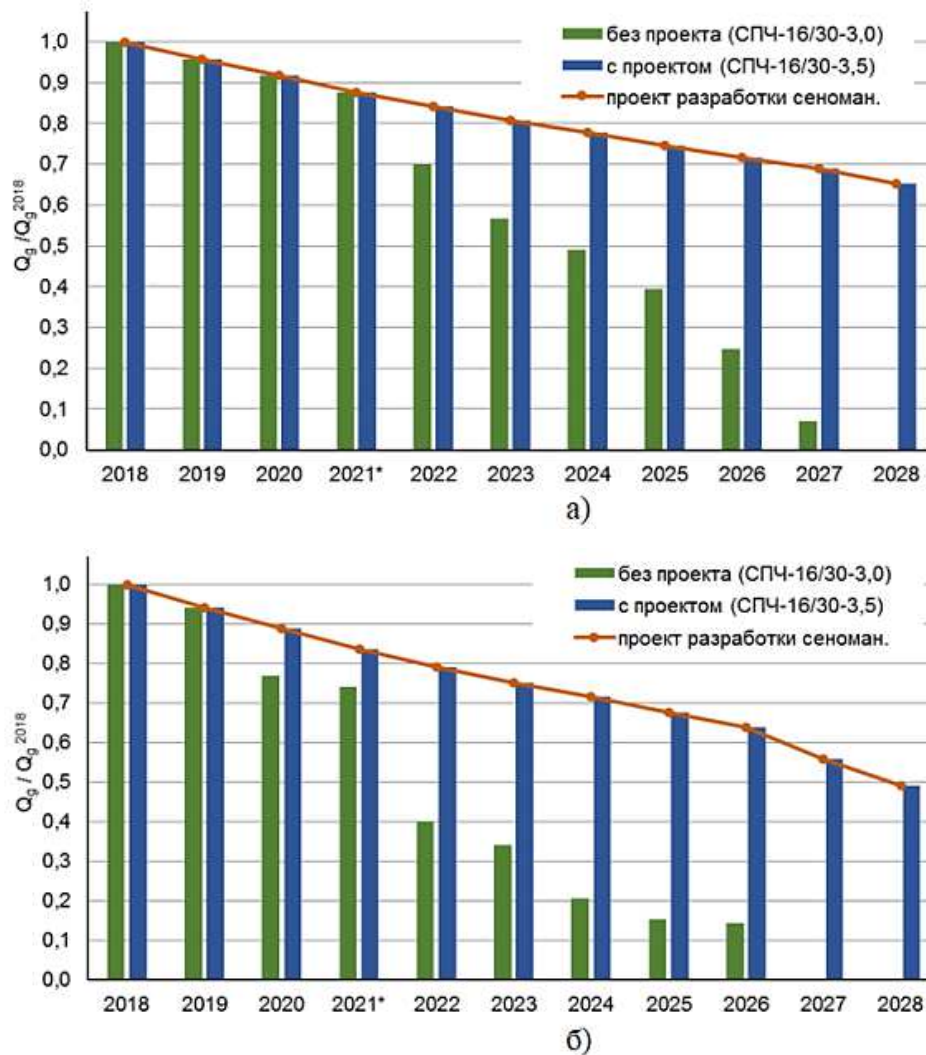


Рисунок 10. Динамика добычи газа для ситуации с «заменой СПЧ» и «без замены СПЧ» в сравнении с плановыми показателями: а) ДКС-2; б) ДКС-7

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АГРЕГАТОВ ТИПА ГПА-Ц КОНСТРУКЦИИ ПАО «СУМСКОЕ НПО»

В. Г. Паненко, В. П. Парафейник, О. Н. Щербаков, С. М. Ушаков (ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина)

Введение

Турбокомпрессорные агрегаты для газовой промышленности типа ГПА-Ц создаются в ПАО «Сумское НПО» (далее ПАО) на основе центробежных компрессоров (ЦК) с давлением 1,26...50,0 МПа и конвертированных

авиационных и судовых газотурбинных двигателей (ГТД) мощностью 4,0...25,0 МВт конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев, Украина), ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» (г. Запорожье, Украина), ОАО «КУЗНЕЦОВ» (г. Самара, РФ), ОАО «Авиадвигатель» (г. Пермь, РФ) и ОАО «УМПО» (г. Уфа, РФ). Агрегаты типа ГПА-Ц являются результатом длительного процесса их развития, начиная с 70-х гг. XX столетия. Их модификации, создаваемые в блочно-контейнерном, а также в ангарном исполнении с применением блочно-модульного энерготехнологического

оборудования характеризуются разнообразием конструкций и технологических параметров, определяемых характером рабочих процессов и, соответственно, типом ЦК разработки ПАО.

Турбокомпрессорные агрегаты типа ГПА-Ц и ТКА-Ц конструкции, применяются в газовой и нефтяной промышленности Украины, России, Ирана, Узбекистана, Турции, Аргентины и других стран, обеспечивая добычу, транспорт и переработку газообразных углеводородов. Суммарная установленная мощность этого оборудования производства ПАО составляет более десяти миллионов кВт, а расход топливного газа для работы газотурбинного привода (ГТП) составляет заметный объем в топливном балансе стран-потребителей. В связи с этим возрастает актуальность задачи дальнейшего совершенствования всех систем агрегатов этого типа с целью улучшения энергетических и экологических характеристик, повышения ресурса и надежности работы, а также снижения стоимости их жизненного цикла (СЖЦ).

Освоение производства блочно-комплектных компрессорных агрегатов для линейных компрессорных станций (ЛКС) магистральных газопроводов (МГ), а также блочно-комплектных компрессорных установок (КУ) на их основе знаменовало в свое время начало нового этапа в развитии компрессоростроения для газовой и нефтяной промышленности (ГП и НП). Его суть заключалась в том, что благодаря освоению производств агрегатов типа ГПА-Ц удалось резко поднять темпы ввода в эксплуатацию

МГ и других объектов ГП и НП, т. к. сроки сооружения их компрессорных станций (КС) удалось сократить с 1,5...2 лет до 4...6 месяцев. За счет улучшения технических показателей вновь создаваемого оборудования на основе конвертированных ГТД и новых конструкций ЦК удалось в целом поднять не только уровень технического совершенства КС, но и уровень их эксплуатации. Однако в настоящее время перед создателями компрессорного оборудования для ГП и НП возникают новые задачи, требующие неотложного решения:

- снижение энергозатрат, как за счет создания более экономичного энерготехнологического оборудования, так и учета изменившихся режимов эксплуатации МГ при его разработке;
- совершенствование конструкции основных систем агрегатов и установок с целью повышения надежности и ресурса их работы, в частности, ГТД за счет дальнейшего развития принципов конвертирования, а также совершенствования систем ГТП, обеспечивающих их эффективную эксплуатацию (воздухоприемного тракта, выхлопных систем, шумоглушения и т.д.);
- улучшение экологических характеристик агрегатов по химическому, шумовому и тепловому загрязнению окружающей среды;
- дальнейшее повышение уровня автоматизации агрегатов и установок, а также совершенствование конструкции энерготехнологического оборудования с целью внедрения безвахтенного обслуживания оборудования на КС

в отдаленных регионах их эксплуатации;

- развитие методов проектирования компрессорных агрегатов и установок как сложных энергопреобразующих объектов с целью оптимизации основных технических параметров и режимов их работы.

1. Создание ГПА на основе новых конструкций ЦК

Основными направлениями снижения энергозатрат при работе агрегата, т. е. повышения его экономичности является, как известно, повышение КПД двигателя, ЦК, а также экономия вторичных энергоресурсов, в т. ч. путем утилизации теплоты выхлопных газов ГТД. В настоящее время для крупных многоцеховых ЛКС мощностью 300 тыс. кВт и более существует тенденция к повышению единичной мощности ГПА для уменьшения количества агрегатов в составе КС с целью сокращения эксплуатационных затрат и общей СЖЦ оборудования. Это возможно, в первую очередь, за счет повышения экономичности ГТД при увеличении их единичной мощности. Кроме того, с момента ввода ЛКС в эксплуатацию существенно изменяются режимы их работы [1]. В связи с этим становится актуальным применение в составе ГПА низконапорных ЦК с $\eta_k \leq 1,35$, для которых целесообразно применение высокоэффективных проточных частей, обеспечивающих политропный КПД 89...90%. Для примера в таблице 1 представлено сопоставление двух агрегатов, создаваемых на основе ГТД судового типа ДУ80Л и ДУ 32, конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев). Один из агрегатов типа ГПА-Ц-

25С оснащен 2-х ступенчатым компрессором ЦК352ГЦ2-715/56-М2 традиционной конструкции ПАО, а второй типа ГПА-Ц-32С мощностью 32 МВт может быть оснащен одноступенчатым компрессором К421ГЦ2-925/56-76М1 новой конструкции (Рис. 1).

На основе данных табл. 1 видно, что применение новой конструкции ЦК мощностью 32 МВт с более эффективным приводным ГТД позволит экономить до 15% топливного газа на сжатие технологического газа, что позволяет говорить о достаточно высокой привлекательности такого ГПА для заказчика при реконструкции действующих и строительстве новых КС.

Следует отметить, что для конструкции двухступенчатых ЦК с корпусом типа «баррель», в которых источником значительных потерь служат всасывающая и кольцевая сборные камеры, а также обратно-направляющий аппарат между ступенями, η_p составляет, как правило, не более 86...87% на проектном режиме. Поэтому применение в составе нового агрегата компрессора с политропным КПД ПЧ до 90% позволяет, наряду с повышением КПД двигателя (табл. 1), существенно повысить эффективность ГПА и снизить СЖЦ.

Новая конструкция ЦК мощностью 32 МВт разработана в ПАО с использованием оригинальной ПЧ, газодинамический проект которой выполнен кафедрой КВХТ С.-ПбГПУ [2-4]. Конструкция одноступенчатого ЦК с консольной схемой расположения рабочего колеса (РК) для агрегатов ЛКС, пре-

Таблица 1 - Основные конструктивные и энергетические показатели ГПА, оснащенных ГТД и газовыми компрессорами различной мощности

Показатели	Тип агрегата	
	ГПА-Ц-3	ГПА-Ц-25С
Тип привода*	ДУ 32А	ДУ 80
Мощность привода, МВт	32,0	25,0
Эффективный КПД ГТД, %	38,2	35,1
Производительность коммерческая (при 20 °С), млн. м ³ /сутки	85	63,6
Отношение давлений в ЦК	1,35	1,35
Количество ступеней и схема компрессора	1 Консольная с оригинальной ПЧ	2 Унифицированная с проходным валом
Диаметр РК, мм	1065	835
Полиτροпный КПД ЦК, %	90	86
Частота вращения, об/мин	5340	4900
Расход топливного газа в ГТД, кг/ч (кг/сут)	5985 (143640)	5268 (126432)
Относительный расход топливного газа (кг т. г./млн. м ³ технол. г.)	1690	1987

* Показатели ГПА мощностью 32 МВт анализировались для конструкций ГТД, создаваемых в ОАО «Авиадвигатель» (г. Пермь) и ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев).

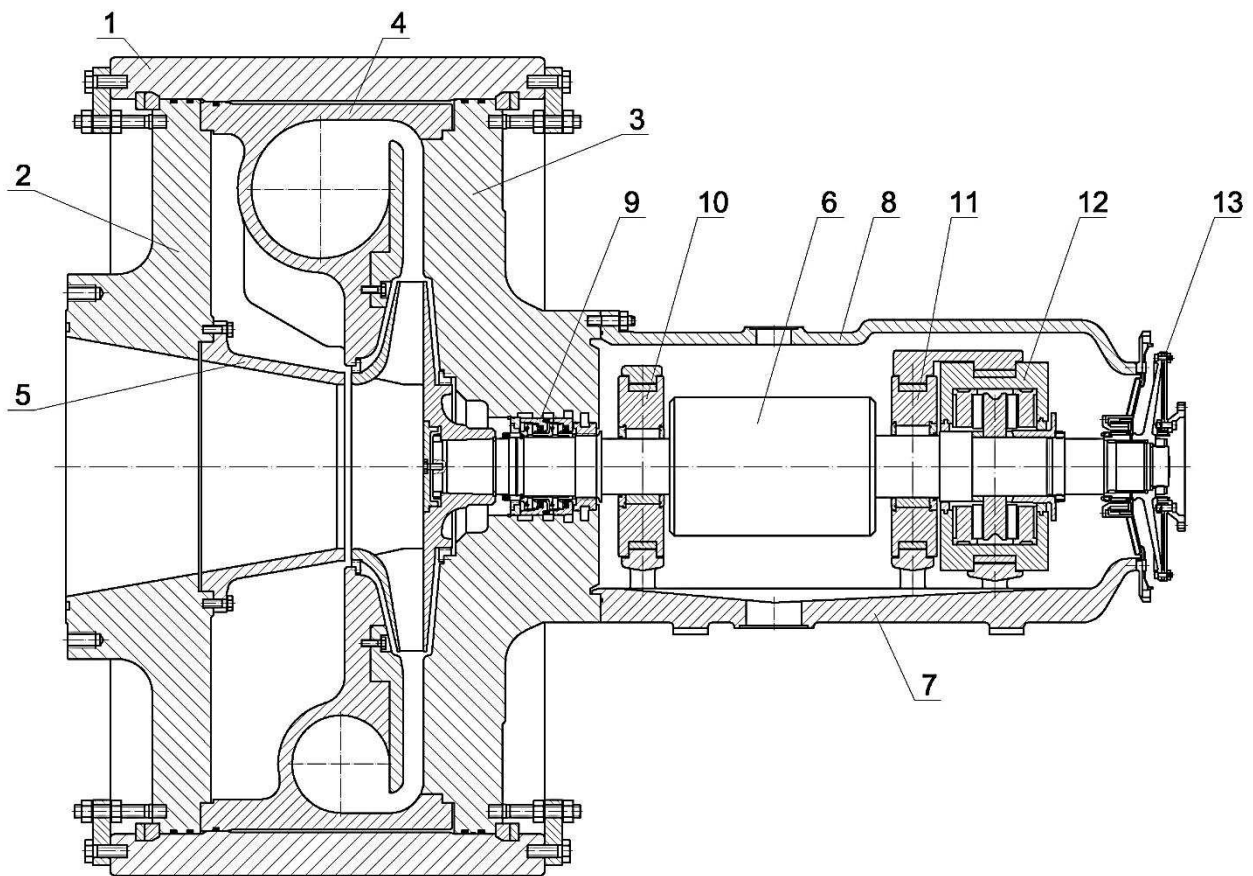


Рисунок 1. Продольный разрез корпуса сжатия одноступенчатого компрессора конструкции ПАО: 1 – корпус; 2 – крышка передняя; 3 – крышка задняя; 4 – улитка; 5 – проставка; 6 – ротор; 7 – корпус подшипников; 8 – крышка; 9 – ТГДУ; 10 – подшипник опорный передний; 11 – подшипник опорный задний; 12 – подшипник упорный; 13 – полумуфта.

доставленная на рис. 1, обладает следующими преимуществами по сравнению с традиционной схемой компрессора: высокий политропный КПД ПЧ; широкая зона эффективной работы при удовлетворительном запасе по помпажу; повышенная виброустойчивость ротора; единый комплект торцевых газодинамических уплотнений (ТГДУ) вала ротора; незначительный расход буферного газа и разделительного воздуха для работы ТГДУ; пониженные выбросы технологического газа в атмосферу.

Основным недостатком консольной

схемы компрессора является неуравновешенная осевая сила, действующая на ротор при заполнении газового контура, а также при остановках агрегата без стравливания газа. В связи с этим в СКБ ПАО проведены экспериментальные исследования на специальном стенде масляных упорных подшипников, результаты которых позволяют обеспечить надежную работу упорного узла ротора вновь создаваемых ЦК.

Экспериментальное исследование и доводка модельного ЦК с целью получения ПЧ базовой модификации компрессора выполнено в СКБ ПАО

на специально разработанном для этих целей аэродинамическом стенде открытого контура АДС-1250 [2]. Газодинамические характеристики, полученные расчетным и экспериментальным путем, представлены на рис. 2. Следует отметить, что проектная характеристика ПЧ была получена в СПбГПУ методом универсального моделирования. В связи с этим на стадии проектирования модельного ЦК в СКБ ПАО был выполнен расчет газодинамической характеристики с применением вычислительного комплекса ANSYS CFX. Как видно из рис. 2, в обоих случаях было достигнуто удовлетворительное совпадение расчетных характеристик, как по коэффициенту напора, так и по КПД. Результаты численного моделирования двумя методами хорошо согласуются с экспериментальными данными. Максимальное расхождение по величине коэффициента политропного напора не превышает 2 %, а по величине КПД – 5 % абсолютных [3].

Следует подчеркнуть, что в точке характеристики, соответствующей про-

ектному режиму работы ЦК, значение $\eta_{\text{п}}$ компрессора достигает 90% и соответствует уровню лучших мировых образцов компрессорной техники для ЦК такого назначения, а запас по помпажу составляет $\approx 40\%$.

При разработке компрессора, представленного на рис. 1, учтен обширный опыт, накопленный в СКБ ПАО при создании традиционных конструкций компрессоров высокого давления в корпусах типа «баррель», а также новые результаты, полученные при выполнении НИР и ОКР [3], а также результаты экспериментальных работ [4, 5]. В процессе анализа результатов работ по созданию нового высокоэффективного ГПА, а также изменившихся режимов работы МГ Украины и России был рассмотрен вопрос о целесообразности применения новой ПЧ в качестве базовой для создания параметрического ряда ЦК мощностью 6,3...32,0 МВт на различные давления при $P_{\text{к}}=4,02...5,49$ и 7,45 МПа и $\pi_{\text{к}} \leq 1,35$ (таблица 2). Анализ полученных данных показывает, что параметрический ряд ЦК мощностью

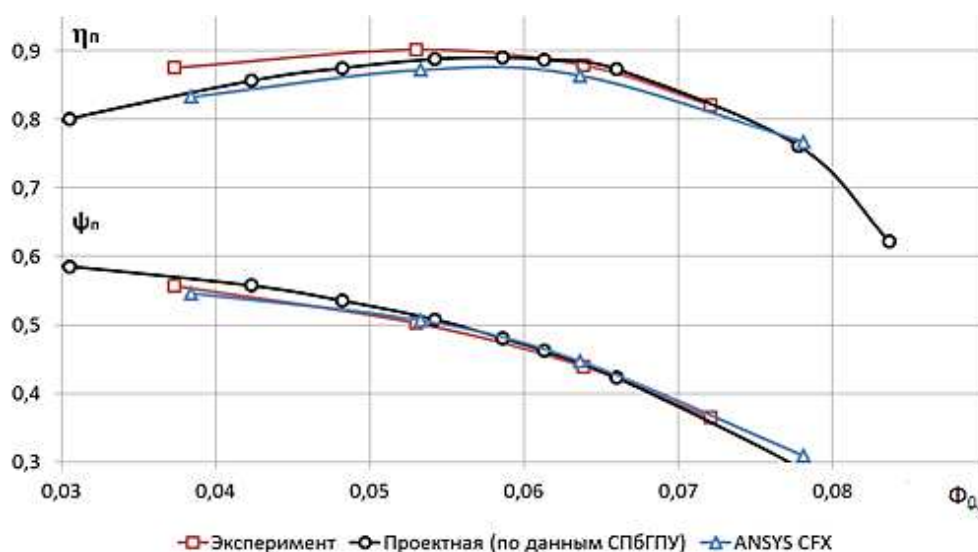


Рисунок 2. Безразмерные газодинамические характеристики модельной проточной части одноступенчатого ЦК

6,3÷32 МВт на основе высокоэффективной одноступенчатой ПЧ покрывает практически весь диапазон конечного давления и мощности, характерных для ЛКС [5]. На его основе могут создаваться ГПА с приводом различной мощности для вновь сооружаемых и реконструируемых ЛКС, укомплектованных агрегатами устаревшей конструкции.

Таким образом, предлагаемая конструкция высокоэффективного ЦК, с использованием которого могут быть созданы ГПА для ЛКС различной мощности и производительности, отражает тенденцию возврата к машинам, применявшимся на первом этапе развития газовой промышленности в СССР (газотурбинные и электроприводные ГПА с нагнетателями НЗЛ типа 280). Однако известная конструктивная схема ЦК может быть реализована на более высоком техническом уровне: высокоэффективная ПЧ, ТГДУ, корпус типа "баррель", обеспечивающий технологичность изготовления компрессора и удобство эксплуатации.

2. Состояние развития ГТП и перспективы создания турбокомпрессорных агрегатов на основе конвертированных ГТД авиационного и судового типа

Под газотурбинным приводом (ГТП) для ГПА газовой и нефтяной промышленности подразумевается комплекс оборудования, создаваемого на основе ГТД, и обеспечивающего его эффективное функционирование в составе КС ГП или НП. Развитию и совершенствованию ГТП на основе конвертированных ГТД для блочно-

комплектных ГПА (ТКА) способствовали следующие факторы [6, 7]:

- значительная потребность ГП и НП в газотурбинной компрессорной технике;
- обширная номенклатура современных авиационных и судовых ГТД в отечественном двигателестроении, позволившая реализовать производство промышленных ГТД в качестве механического и энергетического привода;
- высокий уровень технических показателей двигателей (экономичность, технологичность производства, уровень автоматизации, надежность и т. д.), обеспечивающих создание высокоэффективного ГТП для ТКА и электростанций;
- высокий уровень совершенства и доводки узлов и систем ГТД простого рабочего цикла, как изделий авиационной и судовой техники, имевших значительные резервы для создания современных изделий общепромышленного применения;
- возможность создания на основе существующих конструкций ГТД высокоэкономичных, транспортабельных, с высоким уровнем заводской готовности, высокоавтоматизированных ГПА (ТКА) в блочно-контейнерном и ангарном исполнении;
- широкое применение конвертированных ГТД в качестве механического и энергетического привода в различных отраслях промышленности передовых стран;
- возможность организации серийного производства ГТД и ГТП в составе ТКА на основе уже существова-

Таблица 2 – Параметрический ряд ЦК для ЛКС на основе одноступенчатой высокоэффективной ГЧ.

Мощность привода, МВт	Наличие мультишпликатора	P _к =4,02 МПа				P _к =5,49 МПа				P _к =7,45 МПа			
		n, об/мин	D ₂ , мм	η _к , %	ΔΦ _к , %	n, об/мин	D ₂ , мм	η _к , %	ΔΦ _к , %	n, об/мин	D ₂ , мм	η _к , %	ΔΦ _к , %
6,3	+	9200	640	89,6	4,8	11000	535	89,7	2,7	13500	445	89,7	-1,3
	-	8200	695	88,5	-14	8200	675	85,7	-30	-	-	-	-
8	+	-	-	-	-	9500	620	89,6	3,4	10500	545	89,5	5,5
	-	8200	720	89,6	-2	8200	685	88,1	-17	-	-	-	-
10	+	8000	750	89,7	0,3	-	-	-	-	10000	575	89,5	4,9
	-	9000	715	88	+13	9000	655	89,7	-1	9000	655	89	-10
12	+	-	-	-	-	8000	740	89,7	2,5	9000	645	89,7	3,3
	-	6500	900	89,5	-5	6500	855	87,7	-19	-	-	-	-
16	+	6000	1000	89,7	0,3	7000	855	89,7	0,1	7500	756	89,6	-4,2
	-	5200	1100	88,6	-14	5200	1055	86	-28	-	-	-	-
25	+	-	-	-	-	6000	1010	89,6	4,6	6500	910	89,7	2,5
	-	5000	1170	89,7	1,6	5000	1145	89	-9	5000	1090	87,1	-23
32	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	5340	1110	89,7	-1,5	5340	1065	89,7	0,1

вших производственных мощностей в отечественном машиностроении в 60-х...70-х гг. прошлого столетия.

Имеющиеся конструкции ГТД позволили создать мощностной ряд ГТП в диапазоне 4,0...32,0 МВт и более с эффективным КПД привода в составе агрегата 28,6...37,5%, соответственно, что существенно превышало экономические показатели ГТД промышленного типа, эксплуатируемых в 60-х...70-х годах XX века в составе компрессорных агрегатов.

В тоже время существующие конструкции ГТД с простым рабочим циклом авиационного и судового типа имели ряд недостатков, обусловленных спецификой их применения в авиации и кораблестроении. Основными из них являются: ограниченные показатели ресурса в условиях непрерывной наземной эксплуатации; не-

тракта 120...135 дБА, со стороны выхлопа – 115...120 дБА) окружающей среды. Первый из указанных недостатков может быть устранен при дальнейшем развитии принципов конвертирования авиационных и судовых ГТД. В связи с этим требуется внедрение в двигателестроении принципов конструирования промышленных ГТД при создании корпусов, камер сгорания, систем механизации проточной части осевых компрессоров и турбин, а также конструкции опор роторов.

Обеспечение экологических характеристик ГТП турбокомпрессорных агрегатов требует создания новых конструкций камер сгорания (в части снижения выбросов по NOx) и выхлопных систем с использованием систем каталитической очистки выхлопных газов от СО, улучшения новых компоновочных схем агрегатов и

Таблица 3 – Мощность тепловых выбросов различных конструкций ГПА

Тип агрегата	ГПА-Ц-6,3М	ГПА-Ц-4А	ГПА-Ц-6,3А	ГПА-Ц-10П	ГПА-Ц-16С	ГПА-Ц-16П	ГПА-Ц-16К	ГПА-Ц-25
ГТД (ГТУ)	НК-12СТ	Д-336-1-4	Д-336-1/2	ГТУ-10П	ДГ90Л 2.1	ГТУ-16П	ГПУ-16К*	НК-36СТ
Мощность выбросов, МВт	22,1	10,8	13,4	17,6	28,0	30,0	21,6	43,7

удовлетворительные экологические характеристики существующих конструкций ГТД по химическому, тепловому (см. табл. 3) и шумовому загрязнению (со стороны всасывающего

средств шумоглушения в составе воздухоприемного и выхлопного трактов, турбоблока агрегата (в части снижения уровня шумового загрязнения). Более сложными для решения являются

ся вопросы, связанные со снижением теплового загрязнения, т. к. это требует усовершенствования рабочего процесса ГТД на основе ГТД со сложным рабочим циклом.

Как видно из представленных данных (табл. 3), мощность тепловых выбросов существенно зависит от экономичности ГТД (при мощности 6,3 МВт для ГТД НК-12СТ при $\eta_e=26\%$ $N_{т.в.}=22,1$ МВт; для ГТД Д-336-1/2 при $\eta_e=30\%$ $N_{т.в.}=13,4$ МВт). Особенно наглядно это наблюдается при сравнительном анализе агрегатов типа ГПА-Ц-16, оснащенных ГТД простого цикла (ГПА-Ц-16С и ГПА-Ц-16П) и парогазовой приводной установкой ГПУ-16К со сложным рабочим циклом типа «Водолей» (табл. 3), эффективный

Следует отметить, что ГТД простого рабочего цикла для промышленного применения благодаря современному развитию газотермодинамики, материаловедения и уровню конструирования узлов и систем двигателей по экономичности достигли достаточно высокой степени совершенства, а на их основе с применением ЦК созданы высокоэффективные блочно-комплектные компрессорные агрегаты различного назначения. Эффективный КПД промышленных ГТД в составе агрегатов достигает 35...37%, а наработка на отказ 6000...9000 часов и более. Они имеют высокий уровень автоматизации, удовлетворительное значение коэффициента готовности и уровня ремонтпригодности в услови-

Таблица 4 – Комплексные показатели надежности работы ГПА [9].

Типа агрегата	Тип ГТД	Коэффициент готовности (K_r)	Коэффициент технического использования ($K_{ти}$)	Наработка на отказ (T_o), час
ГПА-Ц-16С	ДЖ59 ДГ90	0,932	0,836	6755
ГПА-Ц-16АЛ	АЛ-31СТ	0,633	0,543	3012
ГПА-Ц-8	АИ-336-2 НК-14СТ	0,889	0,722	10818
ГПА-Ц-10	НК-14СТ	0,516	0,455	21146

КПД которой на проектном режиме составляет 42,5% в составе агрегата [8].

ях КС и заводов-изготовителей. Комплексные показатели надежности работы некоторых модификаций агрега-

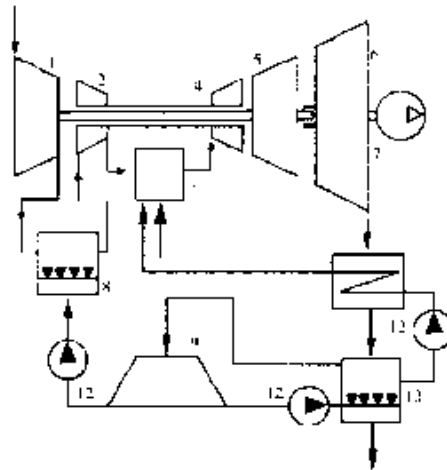


Рисунок 3. Схема ГТЭ сложного цикла с системой ввода и регенерации воды:
 1 – компрессор низкого давления; 2 – компрессор высокого давления; 3 – камера сгорания; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления; 6 – свободная турбина; 7 – ЦК; 8 – вихревой испаритель-конденсатор; 9 – скруббер; 10 – вихревой конденсатор-сепаратор; 11 – котел-утилизатор; 12 – насос конденсата

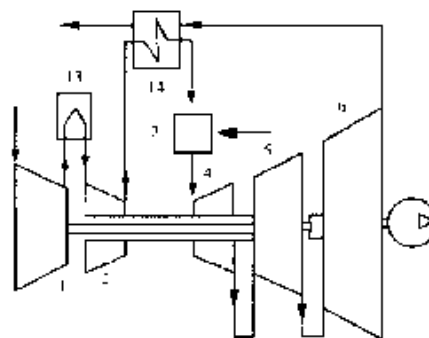


Рисунок 4. Схема ГТЭ сложного рабочего цикла с теплообменником-регенератором и промежуточным охладителем циклового воздуха:
 1 – компрессор низкого давления; 2 – компрессор высокого давления; 3 – камера сгорания; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления; 6 – свободная турбина; 7 – ЦК; 13 – промежуточный охладитель; 14 – газоздушный регенератор

тов типа ГПА-Ц мощностью 8...16 МВт представлены в таблице 4 [9].

Дальнейшее совершенствование показателей энергетического совершенства ГПА (ТКА) может быть направлено на использование системного подхода к анализу их параметров на стадии предпроектных НИР с целью оптимизации характеристик ГПА (ТКА), ЦК и ГТЭ, а также новых конструкций

ЦК природного газа [10], применения ГТЭ сложных рабочих циклов, дальнейшего совершенствования конструкций воздухоприемного тракта двигателя, турбоблока (блока силового), выхлопного тракта, а также других систем и узлов [7, 8, 10-12].

Одним из наиболее реальных и перспективных направлений повышения энергетической эффективности ГТЭ

является освоение различных схем сложных рабочих циклов ГТД. На рис. 3 представлена схема ГТД с промежуточным охлаждением циклового воздуха в осевом компрессоре газогенератора (поз. 1, 2 рис. 3) с использованием вихревого испарителя-конденсатора (поз. 8), для работы которого используется водяной конденсат, получаемый в вихревом конденсаторе-сепараторе (поз. 10), который установлен в выхлопной шахте ТКА. Вихревой конденсатор-сепаратор обеспечивает улавливание и конденсацию паров воды, используемых при энергетическом и экологическом впрыске пара, вырабатываемого в котле-утилизаторе (поз. 11) и подаваемого в соответствующие рабочие зоны камеры сгорания ГТД (поз. 3).

Схемы вихревых аппаратов, предлагаемых для реализации сложного рабочего цикла ГТД, создание которых возможно на основе двигателей типа Д-336 и АИ-336-10 конструкции ГП «Ивченко-Прогресс» разработаны на кафедре аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета - «ХАИ» (г. Харьков) под руководством д. т. н., проф. Фролова С. Д. [13, 14].

Техническая документация на создание газотурбинного привода ГТУ-16Р мощностью 16 МВт для привода ЦК природного газа на основе ГТД сложного рабочего цикла (рис. 4) разработана ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) [12]. В составе ГТУ предполагается применение теплообменника-регенератора с гладкотрубной теплообменной поверхностью, обеспечивающей коэффициент регенерации 0,84...0,85. Промежуточное

охлаждение циклового воздуха в осевом компрессоре газогенератора при этом не предусматривается. Эффективный КПД такого ГТП достигает 40,3% [12].

Следует отметить, что создание высокоэффективного промышленного ГТП на основе ГТД последних поколений авиационного или судового типа с регенерацией тепла малоперспективно в связи с тем, что эти двигатели последних поколений имеют большую степень сжатия и высокую температуру циклового воздуха на выходе из осевого компрессора газогенератора. В связи с этим в качестве базового ГТД при создании ГТП с использованием регенеративного цикла целесообразно выбирать двигатели, имеющие высокий уровень надежности и умеренные параметры цикла (например, двигатель авиационного типа НК-16СТ или двигатель судового типа ДЖ59 и ДГ90). При использовании двигателей последних поколений, имеющих двухкаскадный осевой компрессор целесообразно использование промежуточного охлаждения циклового воздуха между КНД и КВД. В целом имеющиеся данные показывают, что ГТД простого рабочего цикла с учетом требований по ресурсу и надежности в составе ГПА (ТКА) практически достигли предельного уровня $\eta_e=0,37...0,39$ [15, 16].

Дальнейшее повышение КПД и ресурса возможно на основе углубленного развития принципов конвертирования и реализации различных схем сложного рабочего цикла. Как показано на рис. 5, где представлены данные работ [11, 12, 14-17], существенное повышение η_e до уровня 43...44% и выше

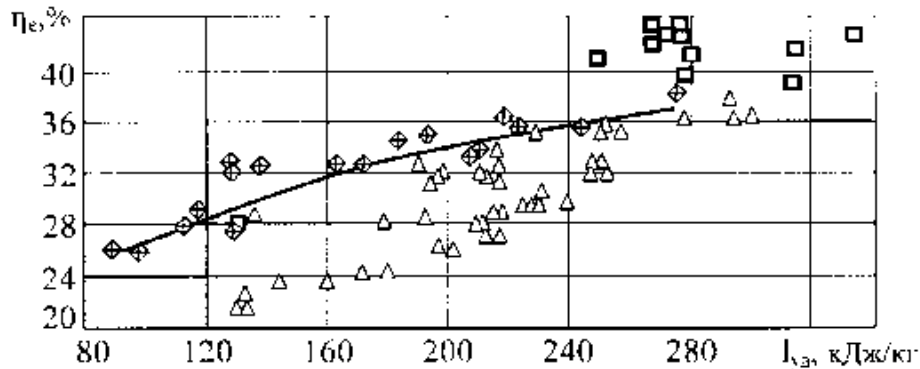


Рисунок 5. Сопоставление обобщенных показателей эффективности ГТП простого и сложного цикла: Δ - ГТП простого цикла; \diamond - ГТП сложного цикла с регенерацией теплоты выхлопных газов; \square - ГТП сложного цикла с промежуточным охлаждением циклового воздуха и регенерацией теплоты выхлопных газов.

может быть реализовано на основе схемы ГТП, приведенной на рис. 4, с регенеративным подогревом и межкаскадным охлаждением циклового воздуха.

3. Повышение эффективности вспомогательных систем ГПА

Задачи совершенствования вспомогательных систем ГПА весьма разнообразны и наукоемки. Основными из них являются:

- совершенствование воздухоприемных трактов ГТД, обеспечивающих очистку циклового воздуха, шумоглушение, защиту воздухоприемного тракта от обледенения, а также равномерность полей давления, скоростей и температур на входе в двигатель в условиях различных природно-климатических зон и широком диапазоне режимов эксплуатации ГПА;
- обеспечение требуемого температурного режима, пожаро- и взрывобезопасной работы ГТД, а также вспомогательного оборудования;

- отвод и утилизация теплоты выхлопных газов с минимальными потерями полезной мощности, вырабатываемой ГТД;

- создание наиболее рациональных схем подачи, охлаждения (подогрева) и очистки смазочного и уплотнительного масла в маслосистеме двигателя и ЦК;

- обеспечение требуемых экологических характеристик по химическому, тепловому и акустическому загрязнению окружающей среды;

- обеспечение автоматического управления, регулирования и защиты, а также технического диагностирования различных систем в процессе их функционирования в составе ГПА.

Основным системообразующим блоком-модулем в составе ГПА конструкции ПАО является турбоблок, в котором в отдельных отсеках установлены ЦК и ГТД с элементами вспомогательных систем (рис. 6).

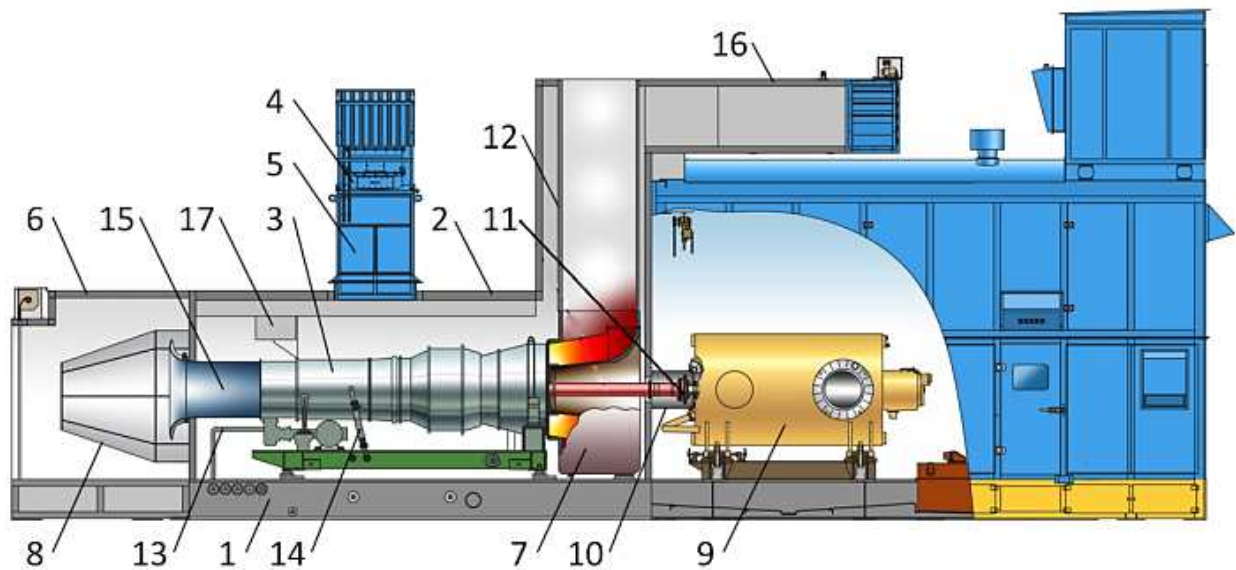


Рисунок 6. Турбоблок агрегата типа ГПА-Ц-16С блочно-контейнерного исполнения: 1 – рама; 2 – кожух шумотеплоизолирующий (КШТ); 3 – ГТД; 4 – блок вентиляции; 5 – шумоглушитель всаса воздуха; 6 – воздуховод всасывания воздуха ГТД; 7 – улитка; 8 – защитная сетка; 9 – ЦК; 10 – кожух муфты; 11 – муфта; 12 – переходник улитки; 13 – элементы системы смазки ГТД; 14 – трубопровод топливного газа; 15 – уравнильная труба; 16 – воздуховод сброса воздуха из КШТ; 17 – система распределения вентиляционного воздуха

Для снижения уровня шума, а также защиты персонала и оборудования КС от теплового излучения, возникающего при работе ГТД, двигатель совместно с газоотводным устройством, элементами системы смазки, трубопроводами топливного газа, контрольно-измерительными приборами и средствами электромонтажа устанавливается в КШТ, входящем в состав блока силового (БС). Для обеспечения приемлемых температурных условий работы двигателя и вспомогательного оборудования БС, используется система механической вентиляции. Конструктивной особенностью БС конструкции ПАО является наличие специальной системы для распределения вентиляционного воздуха внутри КШТ [18]. Проектирование системы вентиляции выполнено на основе результатов численного моделирования [18, 19], а также с использованием

экспериментальных данных, полученных совместно со специалистами Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт» при натурных исследованиях теплового состояния БС на КС [20].

Для очистки циклового воздуха ГТД от механических примесей, капельной влаги, снега во всасывающем тракте ГПА установлено воздухоочистительное устройство (ВОУ). В зависимости от природно-климатической зоны и условий запыленности агрегаты конструкции ПАО комплектуются 2-х ступенчатыми ВОУ накопительного или инерционно-накопительного типа собственной разработки. По желанию Заказчика агрегаты могут также комплектоваться ВОУ производства ведущих мировых компаний (AAF, Donaldson и др.).

На рис. 7 представлено ВОУ накопительного типа для агрегатов типа ГПА-Ц-16 с ГТД НК-16СТ. В качестве первой ступени очистки в ВОУ накопительного типа используются фильтры грубой очистки класса G4 согласно EN 779, в качестве второй – компактные фильтры накопительного типа класса F7...F9. Количество фильтров рассчитано исходя из условий запыленности и обеспечения заданного ресурса работы не менее 3000 часов (на номинальном режиме работы ГТД). Конструкция ВОУ унифицирована для применения с различными типами двигателей. Параметрический ряд ВОУ представлен пятью типоразмерами, конструктивно отличающихся количеством установленных фильтров и воздухозаборников в зависимости от расхода циклового воздуха.

С целью обеспечения приемлемого ресурса работы фильтров тонкой очистки для природно-климатических зон полупустыни и пустыни, а также для других регионов, в которых фактическая среднегодовая запыленность

атмосферного воздуха выше 0,68 мг/м³, агрегаты конструкции ПАО комплектуются следующими типами ВОУ:

- инерционно-накопительного типа с жалюзийными сепараторами, принудительным отсосом пыли и воздушными фильтрами тонкой очистки;
- с самоочищающимися фильтрами (с импульсной очисткой воздуха) производства мировых компаний (AAF, Donaldson и др).

Одной из важнейших задач при строительстве новых и реконструкции существующих КС газовой и нефтяной промышленности, создаваемых на основе газотурбинных компрессорных агрегатов, является обеспечение современных экологических нормативов.

В соответствии с «Научно-технической политикой ОАО «Газпром» в области газоперекачивающей техники» концентрация оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO в выхлопных газах приводных ГТД не

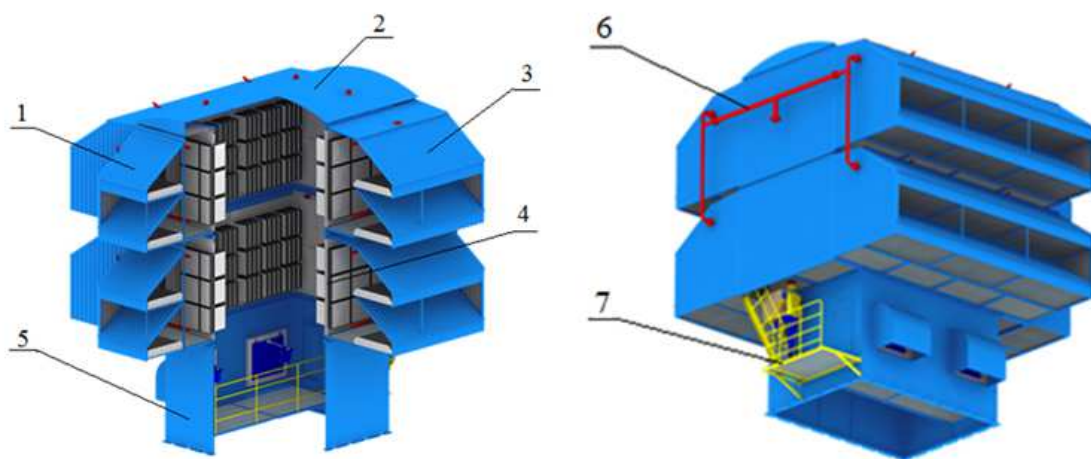


Рисунок 7. ВОУ накопительного типа для агрегата ГПА-Ц-16:
1 – воздухозаборник; 2 – крыша; 3 – воздухозаборник; 4 – камера ВОУ;
5 – камера аварийного забора воздуха; 6 – противобледенительная система; 7 - площадки обслуживания

должна превышать 50 и 100 мг/нм³, соответственно. В Европейском союзе в настоящее время действует «Директива Европейского парламента и Совета Европейского Союза 2010/75/ЕС от 24 ноября 2010 г. о промышленных выбросах», в соответствии с которой установлены ограничения по концентрации загрязняющих веществ (при нагрузках больших 70% от номинальной мощности ГТД): NO_x – не более 75мг/нм³, СО – не более 100 мг/нм³.

Основными методами снижения выбросов загрязняющих веществ с продуктами сгорания топлива в ГТД являются [21, 22]:

- совершенствование способов сжигания топлива (развитие т. н. сухих методов, в т. ч. с применением каталитических камер сгорания);
- впрыск воды (пара) в камеру сгорания ГТД для снижения выбросов NO_x;
- применение в выхлопных трактах агрегатов специальных систем для очистки продуктов сгорания.

В настоящее время приоритетным направлением снижения выбросов загрязняющих веществ является развитие сухих методов сжигания топлива [21, 23]. Ведущие мировые производители в области газотурбостроения активно ведут работы по созданию специальных систем смесеобразования и сжигания топливо-воздушной смеси в камерах сгорания, которые характеризуются высокой сложностью. По данным ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) на сегодняшний день в ГП разработана и испытана в составе конструкции ГТД ДГ90Л2.1 малоэмиссионная камера

сгорания, обеспечивающая соответствие требованиям Директивы 2010/75/ЕС. Однако для ее широкого применения требуется проверка эффективности и надежности ее работы в условиях эксплуатации на КС.

Впрыск пара в проточную часть ГТД долгое время являлся основным способом снижения выбросов NO_x, и нашел преимущественное применение в энергетике. Главными его недостатками являются потребность в значительном количестве подготовленной воды и жесткие требования к ее качеству [21]. Указанные недостатки ограничивают применение данного метода на КС.

В последнее время каталитические технологии очистки продуктов сгорания получили широкое распространение, особенно на ТЭС, в парогазовых и газотурбинных установках, котельных ЖКХ. При этом на КС они не нашли широкого применения из-за значительных капитальных затрат [21]. В тоже время следует отметить, что каталитическая очистка выхлопных газов может быть эффективным решением при реконструкции существующих КС, когда необходимо обеспечить соответствие современным экологическим нормативам без замены или существенной доработки конструкции ГТД.

При очистке выхлопных газов от NO_x требуется большое количество реагента (раствора карбамида или аммиака), впрыскиваемого на входе в систему каталитической очистки выхлопных газов (СКОВ). Кроме того, для обеспечения надежной работы СКОВ необходимо точно контролировать количество подаваемого реагента, что

приводит к необходимости использования достаточно сложных систем регулирования. При этом возникает проблема с возможным «проскоком» аммиака, что представляет собой новую экологическую проблему [21]. Данные факторы ограничивают возможность применения СКОВ от NOx на КС. В тоже время системы каталитической очистки выхлопных газов от СО лишены указанных недостатков.

НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев). С целью выбора места установки СКОВ в выхлопном тракте была выполнена серия численных экспериментов. На рис. 8,б представлены линии тока в существующем варианте конструкции выхлопного тракта на номинальном режиме работы двигателя. Как видно из рисунка, характер течения в выхлопном тракте имеет сложную пространственную структуру

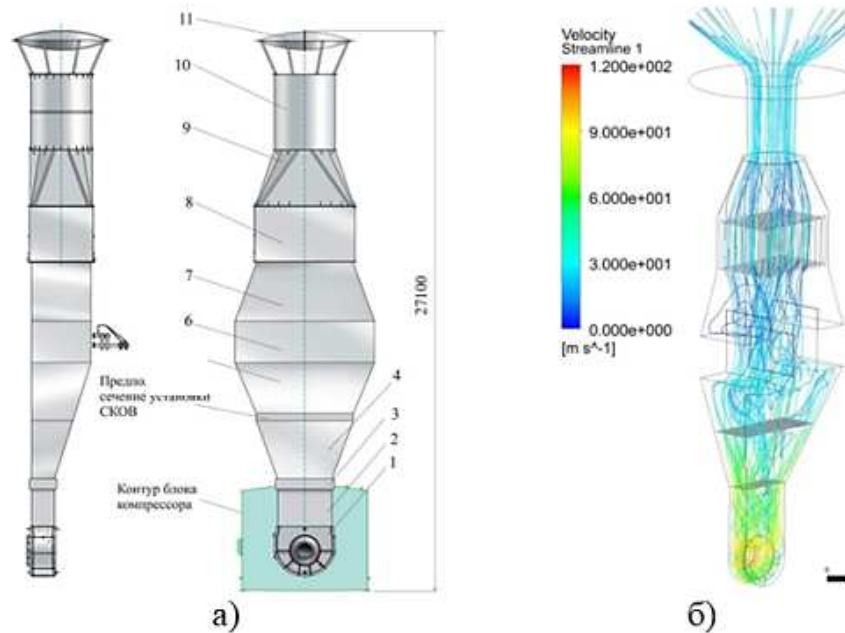


Рисунок 8. Конструктивная схема (а) и линии тока (б) в существующей конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С: 1 – улитка; 2 – переходник улитки; 3 – компенсатор; 4 – диффузор 1-й ступени; 5 – диффузор 2-й ступени; 6 – утилизатор тепла выхлопных газов; 7 – переходник; 8 – шумоглушитель; 9 – конфузор; 10 – выхлопная труба; 11 –

зонТ

С целью обеспечения эффективного протекания химической реакции окисления СО необходимо соблюдение следующих условий: температура выхлопных газов должна находиться в определенных пределах; течение потока выхлопных газов на входе в СКОВ должно быть достаточно равномерным.

На рисунке 8,а представлена схема существующей конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С с ГТД ДГ90Л2.1 конструкции ГП

ру, со множеством вихревых зон и зон обратного течения. Суммарное сопротивление выхлопного тракта без катализатора составляет 2550 Па. Максимальное отклонение скорости от среднерасходной в предполагаемом сечении установки СКОВ (между диффузорами первой и второй ступени) составляет 400%, среднеквадратическое – 128 %. По данным разработчиков СКОВ при этом аэродинамическое сопротивление катализатора на номинальном режиме работы двигателя

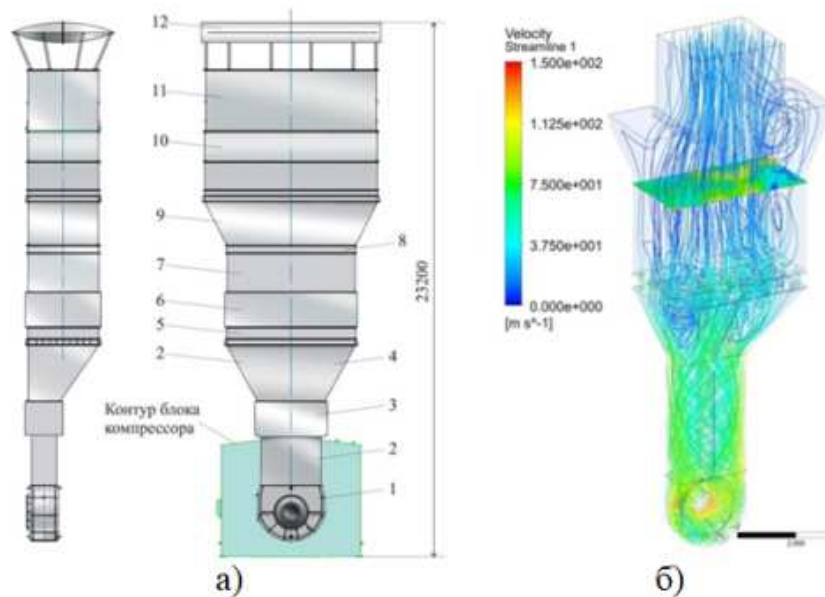


Рисунок 9. Конструктивная схема а) и линии тока б) в проточной части новой конструкции выхлопного тракта агрегата типа ГПА-Ц-16С: 1 – улитка; 2 – переходник улитки; 3 – компенсатор; 4 – диффузор 1-й ступени; 5 – выравниватель потока; 6 – компенсатор; 7 – проставка; 8 – СКОВ; 9 – диффузор 2-й ступени; 10 – утилизатор теплоты; 11 – шумоглушитель; 12 – зонт

превысит 5000 Па, что недопустимо. С целью обеспечения требуемой величины гидравлического сопротивления выхлопного тракта, а также условий работы СКОВ была выполнена серия численных экспериментов, по результатам которых выбрана конструкция выхлопного тракта с выравнивателем потока трубчатого типа (рисунок 9). Согласно результатам численного моделирования суммарное гидравлическое сопротивление выхлопного тракта новой конструкции составляет 4630 Па, максимальное отклонение скорости от среднерасходной на входе в СКОВ составляет 65%, а среднеквадратическое – 18%, что соответствует требованиям в части гидравлического сопротивления и степени неравномерности потока выхлопных газов.

Полученные расчетные данные планируется проверить в процессе модельных, а также стендовых испытаний агрегата типа ГПА-Ц-16С, осна-

щенного выхлопным трактом новой конструкции.

Выводы

Современное состояние развития агрегатов типа ГПА-Ц (ТКА-Ц) конструкции ПАО «Сумское НПО», результаты НИР и ОКР с целью их совершенствования позволяют сделать следующие выводы:

1. Обобщение и использование многолетнего опыта создания, доводки и эксплуатации разнообразных модификаций газотурбинных компрессорных агрегатов на давления 1,26...50,0 МПа, $\pi_k=1,35...30,0$ и более позволяют обеспечить поставку блочно-комплектного энерготехнологического оборудования на основе ЦК для реализации любых технологических процессов газовой и нефтяной промышленности.

2. Агрегаты типа ГПА-Ц и ТКА-Ц достигли достаточно высоких

показателей технического уровня: наработка на отказ 6000...9000 часов и более; коэффициент готовности – 0,516...0,932; ресурс до капитального ремонта для ГТД 25000...33000 часов, для ЦК – 50000 часов; эффективный КПД привода 28...37% при мощности 4,0...25,0 МВт, соответственно; политропный КПД компрессоров для линейных КС 87...90%.

3. Современный научно-технический задел ПАО «Сумское НПО» в области ЦК позволяет освоить производство широкой номенклатуры низконапорных компрессоров для линейных и дожимных КС мощностью 6,3...32 МВт с политропным КПД проточной части 89,6...89,7%.

4. Для дальнейшего повышения экономичности агрегатов на основе конвертированных ГТД авиационного и судового типа целесообразно развитие принципов их конвертирования с использованием известных подходов в конструировании узлов и систем промышленных ГТД, освоение сложных рабочих циклов с целью создания новых конструкций двигателей для промышленного применения мощностью 6,3...32 МВт с эффективным КПД 34,0...44,0 %, соответственно, при суммарном ресурсе эксплуатации ЦК и ГТП 200...250 тыс. часов.

5. Требуется дальнейшее совершенствование ЦК, ГТП и вспомогательных систем агрегатов с целью повышения их надежности, ресурса, уровня автоматизации, а также экологических характеристик по химическому и шумовому загрязнению окружающей среды в соответствии с отечественными и мировыми стандартами.

6. Современный уровень развития турбостроения и газотранспортного машиностроения для ГП и НП позволяет осуществить перспективные технические решения с целью дальнейшего совершенствования блочно-комплектных компрессорных агрегатов. Реализация этих решений в ближайшие годы будет определяться научно-технической политикой предприятий-потребителей в области добычи, транспорта и переработки углеводородов.

Литература:

1. Зюзьков В.В., Щуровский В.А. Реконструкция компрессорных станций многониточных систем газопроводов с укрупнением единичных мощностей газоперекачивающих агрегатов // *Компрессорная техника и пневматика*, 2011.– №5. - С.2-6.

2. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатов К.В., Дроздов А.А. Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) // *Компрессорная техника и пневматика*, 2014.– № 8. - С.19-24.

3. Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М. Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов. Часть 1 // *Компрессорная техника и пневматика*, 2015.– №3. - С.12-17.

4. Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М. Новая конструкция

высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика, 2015. – №6. – С.26-29.

5. Параметрический ряд одноступенчатых центробежных компрессоров различной мощности для ГПА линейных компрессорных станций / Смирнов А.В., Парафейник В.П., Нефедов А.Н., Рогальский С.А., Скорик А.В., Обухова А.А., Зинченко И.Н. // Труды XVIII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике, 2017. – Казань: АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (группа ГМС). – С. 195-202.

6. Перспективы развития газотурбинного привода для компрессорных агрегатов и установок углеродородных газов / А. В. Коваленко, О. Ф. Муравченко, В. П. Парафейник [и др.] // Газотурбинные технологии, 2003. – №2 (23). – С. 2-6.

7. Развитие принципов конвертирования авиационных ГТД с целью создания на их основе промышленного газотурбинного привода / С. В. Епифанов, П. Д. Жеманюк, В. П. Парафейник, И. И. Петухов // Вестник двигателестроения, 2007. – №3. – С. 70-76.

8. Романов В. И., Кривуца В. А. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16,0...25,0 МВт с утилизацией теплоты уходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Промышленная теплотехника, 1995. – Т. 17, № 6 – С. 89-96.

9. Отчет «Расчет показателей надежности работы и обработка эксплуатационных показателей газоперекачивающих агрегатов ГПА Ц-16С, ГПА-Ц-16АЛ, ГПА-Ц-8, ГПА-Ц-10, ГПА-Ц-25СД, ГПА-Ц-25, а также компрессоров, оснащенных магнитным подвесом и торцевыми газодинамическими уплотнениями производства ПАО «Сумское НПО им М. В. Фрунзе», установленных на компрессорных станциях ОАО «Газпром» за 2013 год», 2014. – М.: ОАО «Оргэнергогаз». – 195 с.

10. Тертышный И. Н., Парафейник В. П. Возможность совершенствования турбокомпрессорных агрегатов газовой промышленности по результатам анализа эффективности их рабочего процесса // Промышленная теплотехника, 2018. – Т. 40, № 1. – С.36-43.

11. Газотурбинный агрегат «Надежда» / Г. И. Богорадовский, Л. Г. Кореневский, Б. П. Шайдак [и др.] // Турбины и компрессоры. – С. Пб.: АО «НИКТИТ». – 1997. - № 3, 4 – 97. – С. 4-7.

12. Регенеративная газотурбинная установка для газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт / В. Е. Спицын, А. Л. Боцула, С. Н. Мовчан, В. Н. Чобенко, Д. Н. Соломонюк // Турбины и дизели, 2010. - № 5. – С. 28-31.

13. Фролов С.Д., Синявин А.В., Сманцер В.В. Область достижимых параметров и критериев эффективности вихревого конденсатора-сепаратора (ВКС) // Авиационно-космическая техника и технология. Труды Харьковского авиационного ин-

ститута им. Н.Е.Жуковского. – Харьков, 1997. – С. 182-187.

14. Фролов С.Д., Синявин А.В., Шахов Ю.В. Пути улучшения энергетических и массогабаритных показателей обслуживающих систем турбоустановок сложных циклов // *Авиационно-космическая техника и технология. Сборник научных трудов ГАКУ-ХАИ им. Н. Е. Жуковского.* – 2000. - Вып. 19. - С.51-53.

15. Прогноз роста начальной температуры газа газотурбинного привода ГПА / А. Н. Орберг, Б. В. Сударев, М. В. Лазарев // *Газовая промышленность*, 2005. - №5. – С. 62-65.

16. Орберг А. Н. О перспективах газотурбинных приводов нового поколения / А. Н. Орберг, Б. В. Сударев, В. Б. Сударев // *Газотурбинные технологии*, 2005. - № 1 (37). – С. 16-19.

17. Парафейник В. П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: дис. на соискание учен. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашини и турбоустановки». – ИПМаш им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков. – 2008. – 43 с.

18. Смирнов А. В. Некоторые особенности системы вентиляции унифицированного силового блока турбокомпрессорных агрегатов с ГТД ДУ80Л1, НК-36СТ и НК-16СТ / А. В. Смирнов, О. Н. Щербаков, Д. А. Ткаченко, В. П. Парафейник, Ю. Н. Слабко // *Авиационно-космическая техника и технология.* - 2016. - № 7. - С. 179–187.

19. Смирнов А. В. Обеспечение теплового режима силового блока га-

зоперекачивающего агрегата организованной подачей воздуха под шумо-теплоизолирующий кожух газотурбинного двигателя [Текст] / А. В. Смирнов, В. Е. Костюк, Д. А. Ткаченко, Е. И. Кирилаш, Ю. Н. Слабко // *Вестник двигателестроения.* – 2013. – № 2. – С. 99 – 107.

20. Щербаков О. М. Експериментальне дослідження теплового стану кожуха для шумоізоляції газотурбінного двигуна ДГ90Л2 у складі турбоблока агрегату типу ГПА-Ц-16С [Текст] / О. М. Щербаков, Д. О. Ткаченко, В. П. Парафійник, В. М. Гуріненко, В. Є. Костюк, О. І. Скрипка, О. І. Кирилаш // *Восточно-европейский журнал передовых технологий.* – 2015. – №6/7(78). – С. 35 – 42. – укр.

21. Галиуллин З.Т. Современные газотранспортные системы и технологии / З.Т. Галиуллин, С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский; под ред. В.А. Щуровского. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2014. – 346 с.

22. Снижение выбросов вредных веществ ГТУ на компрессорных станциях ОАО «ГАЗПРОМ»: научн.-техн. отчет / ВТИ-ЦИАМ; В.А. Щуровский, Ю.Н. Сеницын, А.В. Черемин — Москва, 2004.

Говдяк Р. М. Енергоекологічна безпека нафтогазових об'єктів / Р. М. Говдяк, Я. М. Семчук, Л. Б. Чабанович, Б. І. Шелковський, Г. М. Кривенко. – Івано-Франківськ.: Лілея, 2007. – 556 с. – укр.

КОМПЕНСАЦИЯ СЕЗОННЫХ ПАДЕНИЙ МОЩНОСТИ ГПА С ПРИМЕНЕНИЕМ АБХМ

*Г.Г. Латыпов, А.М. Темкин, Д.В. Кириллов
(ООО «Энергосберегающие технологии»,
Санкт-Петербург, Россия)*

В докладе рассматриваются вопросы применения абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин (АБХМ), применяемых для охлаждения хладоносителя (вода или антифриз), подаваемого в воздухоохладители, установленные в комплексных воздухозаборных устройствах (КВОУ) газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом (ГПА). За счет снижения температуры воздуха, подаваемого на всасывание компрессора ГТУ, обеспечивается повышение мощности ГПА. Оптимальная холодильная мощность АБХМ и источник энергии для ее работы (природный газ, выхлопные газы, пар или горячая вода), выбираются с учетом климатических условий расположения ГПА, условий эксплуатации компрессорной станции и капитальных затрат с обеспечением регламентированного ПАО «Газпром» срока окупаемости проекта (4-6 лет). Приведен пример использования АБХМ для ГПА мощностью около 16 МВт для климатических условий Поволжья.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОС- НОВЫ РАСЧЁТА РЕАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ В СИСТЕМАХ ГАЗЛИФТА И ТРАНСПОРТА ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА

*Алиев В.И., Эрнесакс О.В., Макаров В.В.,
Алиев Э.Н. (ООО "Автоком Нефтегаз", г.
Москва, Россия)*

Высокий уровень энергетического состояния пласта и забоя нефтегазовый скважины главной фактор, позволяющий извлекать нефть и газ и поднимать их на поверхность. Однако через определенный промежуток времени энергия пласта и соответственно забоя падает, и дебит скважины снижается. Это происходит в результате снижения давления на пласте, и подъемная сила не позволяет поднять жидкость на устье скважины. В таком случае для поддержания уровня добычи нефти и газа на промыслах осуществляют дополнительную закачку энергии в пласт путем нагнетания сжатого газа с помощью газовых компрессоров [1].

Таким образом начинается компрессорная газлифтная эксплуатации нефтегазовых скважин на промыслах Азербайджана с 1930 г. по предложению проф. Тихвинского М.М.

Основными технико-экономическими достоинствами компрессорного газлифтного способа эксплуатации нефтегазовых скважин являются [2]:

- 1) простота конструкции оборудования – в скважину не спускаются трущиеся, следовательно, и быстроизнашивающиеся механизмы;
- 2) расположение всего технологического оборудования на поверхности и свободный доступ к нему обслуживающего персонала;
- 3) возможность отбора больших количеств жидкости;
- 4) простота регулирования дебита скважин;
- 5) возможность предупреждения пробкообразования в процессе экс-

- плуатации путем подкачек жидкости в затрубное пространство;
- 6) выделяющийся из скважин газ не только не мешает нормальной эксплуатации, а, наоборот, облегчает подъем жидкости на поверхность.
 - 7) наименьшая затрата сжатого газа при подъеме жидкости из скважин;
 - 8) получение оптимального дебита;

Поэтому газлифтные или дожимные компрессорные станции (ГКС или ДКС) должны обеспечить постоянно и непрерывно газлифтные нефтяные скважины сжатым газом в соответствии согласно технологического регламента промысла с оптимальным рабочим давлением. При этом полная нагрузка для обеспечения всей системы газлифта сжатым газом падает на газомотокомпрессорах (ГМК), которые устанавливаются на ГКС или ДКС.

Как показывает практика, за все время эксплуатации ГМК условия работы агрегатов не соответствуют техническим условиям завода-изготовителя на поставку, что приводит к несоответствию указанной в ТУ производительности действительной. Это затрудняет при проектировании определить необходимое количество ГКС или ДКС, соответственно и ГМК [3].

Следует отметить, что имеются и преимущества ГМК, эксплуатирующийся в системах газлифта и транспорта попутного нефтяного газа низкого давления: - сохранение К.П.Д., определенного заводом – изготовителем, диапазон изменения степени повышения давления в компрессорных цилиндрах 1-ой ступени от 3,5 до 5, в отдельных случаях и выше. Более того, ГМК может работать в широком диа-

пазоне изменения давления попутного нефтяного газа как на всасывании, так и на нагнетании в системе газлифта, и при этом не происходит никаких технических последствий в цилиндрово - поршневый группе.

На основе накопленного многолетнего опыта работы ГМК в системах газлифта и транспорта попутного нефтяного газа низкого давления, которая проходит с технологической точки зрения в крайне тяжелых промышленных условиях, установлено, что показатели работы в единой системе газлифта, транспорта газа и ГМК технологически взаимосвязаны между собой (рис.1) [4].

Как видно из технологической схемы, в процессе эксплуатации газлифтных нефтяных скважин продукция, добываемая из забоя **1** через лифтовые трубы (насосно-компрессорные трубы) **4**, фонтанную арматуру **5** и выкидную линию **6** поступает в промышленный первичный пункт подготовки продукции, где с помощью нефтегазосепаратора **7** происходит разделение на жидкость (нефть, вода, механические примеси) и попутный нефтяной газ.

Жидкость по линии **9** направляется в пункт подготовки нефти, а попутной нефтяной газ по промышленным газопроводом **8** с давлением $0,38 \div 0,6$ МПа направляется в промышленный газосепарационный пункт **10** и, пройдя там 2-ступенчатую сепарационную подготовку, по промышленному газопроводу **8** транспортируется на расстоянии 25 – 35 км к головному газосепаратору **11** ГКС или ДКС. Попутный нефтяной газ низкого давления после подготовки на головных газосепараторах направляется на прием газлифтной

ГКС или ДКС 12, где газ с давлением $0,38 \div 0,5$ МПа дожимается на ГМК до давления $3,5 \div 3,7$ МПа для одной газлифтной системы или до давления $6,5 \div 7,0$ МПа для другой. На каждой ГКС или ДКС, согласно потребности промысла на сжатый газ, устанавливается 6-10 единиц ГМК.

зуются дожатые попутного нефтяного газа низкого давления для газлифтной добычи нефти, особенно из морских месторождений [5].

ГКС или ДКС и установленные на них ГМК эксплуатирующийся для дожатия попутного нефтяного газа низкого давления отличаются от поршневых

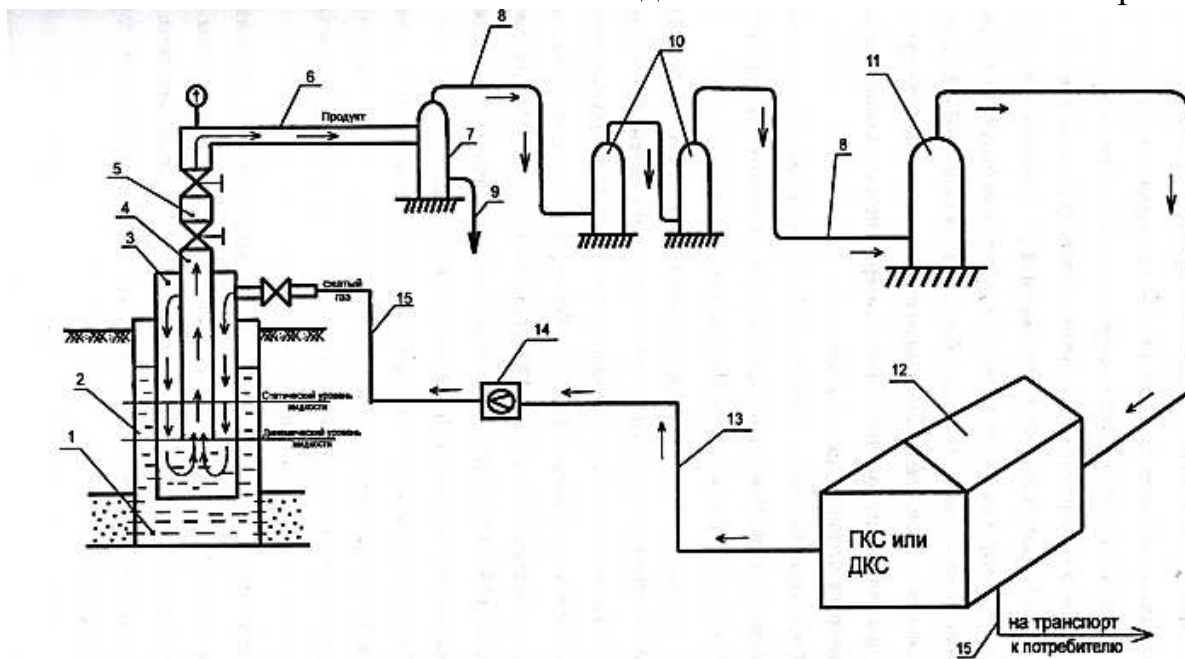


Рисунок 1. Технологическая схема эксплуатации газлифтной системы нефтяных скважин

Из промысловой практики известно, что на пласте и в забое постоянно происходят изменения технологических влияющих параметров газлифтной нефтяной скважины. Следовательно, эти изменения влияют на параметры системы сбора, подготовки и транспортировки продукции, в т.ч. на изменения технологических параметров (P , V , T , ρ) добываемого с нефтью попутного нефтяного газа.

Поршневые компрессоры, которые эксплуатируются в системе сбора, подготовки и утилизации, являются одним из главных и наиболее сложных узлов в системе сбора продукции скважин, с помощью которого органи-

зируются компрессоры общего назначения, которые работают в других отраслях промышленности, а именно;

1. Частое изменение технологических параметров разрабатываемого нефтегазового месторождения, вызванное геологическими и технико-технологическими осложнениями, естественно происходящими в пласте, следовательно, и в забое скважины. В последние 50 лет такие условия характерны для всех месторождений, в т.ч. морских, расположенных в Азербайджанском секторе Каспийского Море.

2. Частое изменение устьевых технологических параметров эксплуатирующийся газлифтных нефтегазовых скважин, вызванное условиями пункта 1. дит снижение технико-экономических показателей.
3. Частое изменение технологических параметров во всей системе добычи сбора, подготовки и транспортировки продукции газлифтных нефтегазовых скважин, вызванное условиями пункта 2. Функциональная зависимость, связывающая между собой производительность поршневого компрессорного агрегата и четыре основных часто изменяющихся параметров, таких как давление, объем, температура и плотность попутного нефтяного газа, поступающего на прием компрессорных цилиндров 1-ой ступени, известна давно только узкому кругу специалистов, занимающихся газлифтной добычей нефти из нефтегазовых месторождений. Однако крайне ограниченное число инженеров непосредственно на нефтепромысле занимались вопросом: почему производительность поршневых компрессоров в процессе их эксплуатации в системе газлифта меньше, чем в техническом паспорте завода-изготовителя.
4. Частое изменение технологических параметров в системе сбора попутного нефтяного газа низкого давления, транспортируемого по промысловым газопроводом на прием ГКС или ДКС для его утилизации, вызванное условиями пункта 3. В то же время необходимость постоянного выполнения работ по проектированию ГКС и ДКС для добычи нефти и транспортировки попутного нефтяного газа уже многие годы вызывает потребность уточнения производительности компрессорного агрегата, на основе которой определяется их общее количество для монтажа на одной ГКС или ДКС.
5. Частое изменение технологических параметров попутного нефтяного газа низкого давления, поступающего в единой всасывающий коллектор ГКС или ДКС и далее по всем газовым коммуникациям, вызванное условиями пункта 4. Вместе с тем на основании полученных практически замеренных газоизмерительными устройствами на выкиде ГКС или ДКС данных в течении 1985-2001 г. авторами составлена табл.1. Как видно из этой таблицы, для одного ГКС или ДКС реальная производительность на 12 % меньше по сравнению с техническими паспортными данными завода-изготовителя.
6. Неравномерное распределение попутного нефтяного газа низкого давления из единого всасывающего коллектора по ходу его движения по каждому из компрессорных агрегатов, установленных на ГКС или ДКС, вызванное условиями пункта 5;
7. Неполное заполнение газом всасывающей газовой коммуникации и всасывающих полостей компрессорных цилиндров 1-ой ступени компрессорного агрегата, вызванное условиями пункта 6. По этой причине в работе компрессорных цилиндров практически происхо-

Практически экспериментально измененная производительность на выкиде ГКС или ДКС № 3 и 4 НГДУ им. Н. Нариманова, работающие в системах газлифта и транспорта попутного нефтяного газа низкого давления.

полнительный компрессорной агрегат, установленный на ГКС.

Необходимо отметить, что одной из важных характеристик попутного нефтяного газа, который является очень жирным, и при изменении дав-

№ ГКС или ДКС	Год ввода в экпл.	Кол-во установленных ГМК, шт	Тип ГМК	Давление попутного нефтяного газа на входе по техническому паспорту, МПа	Фактическая давления попутного газа на входе, выкиде МПа	Прозвод. одного ГМК по паспорту завода-изготовителя, тыс. м ³	Измеренных в течение 365 дней показателей и выведенная фактическая среднесуточная производительность для одной ГМК за период 2000-2016 г., тыс. м ³ /сутки																
							2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
3	1987	10	10 ГКНАМ 2/5-55	0,5 5,5	0,38 2,5	259,2	-	-	250,0	245,0	230,0	195,0	193,0	190,0	190,0	190,0	185,0	185,0	175,0	165,0	148,0	128,0	120,0
4	1985	10	10 ГКНАМ3/5-100	0,5 10,0	0,38 6,8	199,2	170,0	170,0	165,0	165,0	160,0	160,0	155,0	145,0	140,0	135,0	125,0	125,0	125,0	124,0	124,0	122,0	120,0

Промысловая практика показывает, что частые изменения давления и расхода сжатого газа в системе газлифта требуют от компрессорной станции гибких рабочих характеристик для обеспечения нормального режима эксплуатации всех газлифтных нефтегазовых скважин. Поэтому работа нефтегазопромысловой компрессорной станции отличается от работы компрессорной станции, эксплуатирующийся в системе магистрального газопровода или в других отраслях промышленности.

С увеличением дебита скважины обычно понижается динамический уровень в стволе скважины, следовательно, уменьшается погружение газлифтного подъемника под динамический уровень, что ведет к увеличению расхода сжатого газа. Для компенсации дефицита сжатого газа в системе газлифта приходится подключать до-

полнительный компрессорной агрегат, установленный на ГКС. Такие условия эксплуатации компрессорных газлифтных скважин приводят к неравномерному течению газа в газовых коммуникациях ГКС и ДКС и распределению его по компрессорным агрегатам, установленным на ГКС или ДКС. Промысловая практика показывает, что производительность ГМК играет важную роль в определении целесообразности использования этих агрега-

Такие условия эксплуатации компрессорных газлифтных скважин приводят к неравномерному течению газа в газовых коммуникациях ГКС и ДКС и распределению его по компрессорным агрегатам, установленным на ГКС или ДКС.

Промысловая практика показывает, что производительность ГМК играет важную роль в определении целесообразности использования этих агрега-

тов в качестве дожатия газа в НГДУ. Поэтому в этих агрегатах полнота использования полезного рабочего объема компрессорного цилиндра 1-ой ступени характеризуется коэффициентом подачи, который выражает отношение объема свежей порции попутного нефтяного газа, поступившую во всасывающую полость во время хода всасывания, ко всему объему, описываемому поршнем. Причем формула коэффициента подачи представляет собой произведение многочисленных коэффициентов, входящих в формулу, каждый из которых характеризует влияние основных факторов на производительность ГМК, приводя к её уменьшению.

Как известно, процесс политропического сжатия и происходящие при этом изменения основных параметров состояния попутного нефтяного газа низкого давления с часто изменяющимися технологическими параметрами, которые реально происходят в компрессорных цилиндрах 1-ой ступени ГМК, определяются соотношениями:

1. между давлением и объемом газа;
2. между давлением и температурой газа;
3. между величиной удельного объема газа, заполняющего всасывающую полость компрессорного цилиндра 1-ой ступени, и обратно пропорционально ей плотностью газа.

Общее количество эмпирических формул для определения единого коэффициента подачи (λ) в настоящее время очень велико. Все эти формулы коэффициентов можно подразделить

на несколько классов в зависимости от того, как выражены в них коэффициенты того или иного факторов применительно к общей формуле коэффициента подачи, составляющего основу методики расчета по определению производительности ГМК. Коэффициенты, составляющие основу термодинамического расчета по определению основных показателей работы ГМК, являются безразмерными величинами и выражаются через коэффициент подачи λ , который для удобства анализа разбиваем на 14 составляющих [7]:

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_{\text{пот.об.}} \cdot \lambda_p \cdot \lambda_{\text{вс.}} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_Z \cdot \lambda_{\text{Г.}} \cdot \lambda_{\text{и.вс.}} \cdot \lambda_{\text{вл.}} \cdot \lambda_{\text{от.г.}} \cdot \lambda_{\text{с.о.}} \cdot \lambda_{\text{м.к.}} \cdot \lambda_{\text{пр.}} \cdot \lambda_{\text{н.з.}} \quad (1)$$

Как видно из выражения (1), одним из основных коэффициента подачи является коэффициент потери давления λ_p введенный в более уточненном варианте, а коэффициент неполного заполнения компрессорного цилиндра 1-ой ступени $\lambda_{\text{н.з.}}$ впервые введенный нами для определения реальной производительности ГМК, учитывает частое изменение технологических параметров попутного нефтяного газа низкого давления, вызванное системой сбора продукции газлифтных скважин. Теперь более подробнее рассмотрим все коэффициенты, входящие в выражение (1).

λ_v - объемный коэффициент, учитывающий влияние величины вредного пространства компрессорного цилиндра 1-ой ступени на производительность в целом ГМК, определяется по формуле:

$$\lambda_v = 1 - \tau \left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right), \quad (2)$$

где τ - относительная величина вредного пространства, которая опре-

деляется конструктивно на заводе – изготовителе по формуле:

$$\tau = \frac{V_{вр}}{V_n}, \quad (3)$$

где $V_{вр}$ – объем вредного пространства, V_n – рабочий объем компрессорного цилиндра 1-ой ступени двойного действия:

$$V_n = 2 \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (4)$$

ε – отношение давления сжатого на 1-ой ступени компрессорного цилиндра попутного нефтяного газа ($P_{вык.1ст.}$) к давлению по всасывающим патрубке ($P_{вс. патр.}$), обе величины практически определяются используя следующего выражения:

$$\varepsilon = \frac{P_{вык.1ст.}}{P_{вс.патр}}, \quad (5)$$

m – показатель политропы расширения.

Проведенные расчеты использованием практически замеренных данных и с учетом степени сжатия ε обычно $\lambda_{пот.об.}$ колеблется в пределах 0,98 ÷ 0,99 в зависимости от конструктивных особенностей ГМК.

$\lambda_{пот.об.}$ – потери объема попутного нефтяного газа на участке «Единый всасывающий коллектор-всасывающий патрубков компрессорного цилиндра 1-ой ступени». Надо только помнить, что при обтекании попутного нефтяного газа выпуклой стенки всасывающего колена, проточной части задвижек и обратных клапанов всасывающей газовой коммуникации газ, разгоняется. Скорость потока газа в этом случае непрерывно увеличивается, а давление падает, и в результате объем газа, поступающего на прием компрессорного цилиндра 1-

ой ступени уменьшается. Потери объема можно определить по следующей формуле:

$$\lambda_{пот.об.} = \frac{V_{вык.1ст.}}{V_{вс.газ.комм.1ст.}} \quad (6)$$

где $V_{вс.газ.комм.1ст.}$ – замеренный объем попутного нефтяного газа, поступающего из единого всасывающего коллектора через всасывающую газовую коммуникацию в полость компрессорного цилиндра 1-ой ступени; $V_{вык.1ст.}$ – замеренный объем сжатого газа на выкиде 1-ой ступени компрессорного цилиндра.

Определенный с использованием практически зам замеренных данных $\lambda_{пот.об.}$ обычно колеблется 0,98 ÷ 0,99 в зависимости от частоты изменения технологических параметров попутного нефтяного газа;

λ_p – коэффициент потери давления, учитывающий потери давления на участке всасывающей газовой коммуникации за счет сопротивления образующегося в коленах, изгибах, задвижках и обратных клапанах проходу газа, благодаря чему давление попутного нефтяного газа попадающего во всасывающую полость имеет меньшую величину, чем давление газа в начале всасывающей газовой коммуникации. Для определения значения коэффициента потери давления нами произведены замеры, причем непрерывно в течение нескольких лет непосредственно на эксплуатирующийся в системах газлифта и транспорта газа ГКС или ДКС в результате предлагается следующая формула:

$$\lambda_p = \frac{P_{вс.патр.1ст.}}{P_{вс.газ.комм.1ст.}}, \quad (7)$$

где $P_{\text{вс.патр.1ст.}}$ – давление газа на всасывающей патрубке перед входом в компрессорный цилиндр 1-ой ступени, $P_{\text{вс.газ.комм.1ст.}}$ – давление газа на входе в во всасывающую газовую коммуникацию из единого всасывающего коллектора ГКС и ДКС. Используя средние значения практических замеренных данных рекомендуем определять значение:

$$\lambda_p = \frac{P_{\text{вс.патр.1ст.}}}{P_{\text{вс.газ.комм.}}} = \frac{0,41}{0,42} = 0,98$$

Таким образом коэффициент потери давления можно выбрать в пределах $\lambda_p = 0,98 \div 0,99$.

$\lambda_{\text{вс}}$ – коэффициент всасывания, учитывающий гидравлическое сопротивление на участке всасывающей газовой коммуникации. Он будет тем меньше, чем больше препятствий при прохождении газа в газовой коммуникации связанных с технологической схемой распределения газа из единого всасывающего коллектора ГКС и ДКС по каждому из 10 единиц ГМК, установленных в них. На основании полученных практических данных значение $\lambda_{\text{вс}}$ можно выбирать в пределах $0,98 \div 0,99$.

λ_T – коэффициент подогрева прежде всего учитывает уменьшение производительности ГМК вследствие изменения температуры попутного нефтяного газа на участке всасывающей газовой коммуникации. Кроме того, коэффициент подогрева учитывает значительное повышение температуры попутного нефтяного газа, попавшего во всасывающую полость компрессорного цилиндра 1-ой ступени при соприкосновении его с горячими всасывающими клапанами, стенками цилиндра, поршня и порш-

невого штока. Он будет тем меньше, чем больше температура конца сжатия.

λ_T можно определить для ГМК по рекомендации некоторых авторов по следующей формуле:

$$\lambda_T = 1 - 0,025(\varepsilon - 1), \quad (8)$$

где ε – степень сжатия в первой ступени, и на основе опытных данных среднее его значение колеблется в пределах $\varepsilon = 3,9 \div 5,5$ для практических расчетов можно принять $\lambda_T = 0,98 \div 0,99$.

λ_z – коэффициент сжимаемости газа характеризуется значительными отклонениями от идеального газа; среднее значение реальной степени сжатия в 1-ой ступени компрессорного цилиндра меняется в широком диапазоне и составляет $3,9 \div 4,8$ в отдельных случаях – до 5,5.

Поэтому замеренный объем сжатого газа на выкиде 1-ой ступени компрессорного цилиндра ГМК (производительность) меняется не только пропорционально давлению, температуре и плотности газа при одинаковых условиях в рабочей полости, а также величине коэффициента сжимаемости λ_z .

С увеличением давления и температуры газа в нагнетании, величина коэффициента сжимаемости и соответственно производительность становятся меньше [8].

Определение коэффициента сжимаемости λ_z в промысловых условиях осуществляется теоретически, путем определения параметров попутного нефтяного газа на всасывании и

нагнетании в 1-ой ступени компрессорного цилиндра ГМК.

Среднее значение давления на выкиде можно принять $P_2 = 2,1$ МПа, температуру на выкиде $T_2 = 397$ К, относительную плотность попутного нефтяного газа по воздуху $\Delta_{г.от.} = 0,58$.

По рекомендации Юрчук А.М., Истомина А.З., для определения коэффициента сжимаемости сперва определяются средние критические давление и температура по следующим формулам:

$$P_{ср.кр.} = (4,937 - 0,464\Delta_{г.от.}) \cdot 10^6, \text{ МПа}, \quad (9)$$

$$T_{ср.кр.} = 171,5 \Delta_{г.от.} + 97, \text{ К}. \quad (10)$$

Используя экспериментально определенные данные, можно найти:

$$P_{ср.кр.} = (4,937 - 0,464 \cdot 0,58) \cdot 10^6 = 4,67 \text{ МПа}$$

$$T_{ср.кр.} = 171,5 \cdot 0,58 + 97 = 196,5 \text{ К}.$$

Зная средние критические давление и температуру, можно определить приведенные к стандартным условия давления и температуру по следующим формулам:

$$P_{пр} = \frac{P_{вык.1ст.}}{P_{ср.кр.}}, \quad (11)$$

$$T_{пр} = \frac{T_{вык.1ст.}}{T_{ср.кр.}}, \quad (12)$$

где $P_{вык.1ст.}$ и $T_{вык.1ст.}$ - средние давления и температуры на выкиде 1-ой ступени компрессорного цилиндра ГМК.

Подставляя данные в формулу (11) и (12), можно определить приведенные давление и температуру:

$$P_{пр} = \frac{2,06}{4,67} = 0,45 \text{ МПа},$$

$$T_{пр} = \frac{392}{196,5} = 2 \text{ К}.$$

Зная значение $P_{пр}$ и $T_{пр}$ согласно графикам Брауна и Катца, можно определить приемлемый для ГМК, где метан составляет более 92% по объему, коэффициент сжимаемости попутного нефтяного газа принимается равным:

$$\lambda_z = 0,98 \div 0,99.$$

λ_r - коэффициент герметичности, учитывающий утечки газа через неплотности в поршневых кольцах и штоковых сальниках, во всасывающих и нагнетательных клапанах, а также неплотностей рабочей полости 1-ой ступени компрессорного цилиндра. Обычно, как приемлемый вариант коэффициент герметичности принимается, по рекомендации Френкеля М.И., $\lambda_r = 0,98 \div 0,99$.

$\lambda_{i.вс}$ - индикаторный коэффициент всасывания, учитывающий потери давления всасываемого попутного нефтяного газа на участке между буферной емкостью и всасываемого полостями компрессорного цилиндра. По рекомендациям Френкеля М.И., Захарченко С.Е. и др., для практического расчета производительности, значением $\lambda_{i.вс} = 0,98 \div 0,99$, принимаем.

$\lambda_{в.л}$ - коэффициент влажности, учитывающий уменьшение производительности ГМК из-за наличия водяных паров и мелкозернистого и парофазного состояния углеводородных компонентов ($C_{5+в}$) во всасываемом попутном нефтяном газе. Причем содержание влаги и парофазном состоянии тяжелых углеводородных компо-

нентов зависит от температуры и давления попутного нефтяного газа, находящегося в системе его сбора. С повышением температуры попутного нефтяного газа, особенно в весенне-летний период выпадение жидких компонентов и влаги во время всасывания увеличивается, и эта влага поступает с потоком газа во всасывающую полость компрессорного цилиндра 1-ой ступени и приводит к уменьшению полезного объема цилиндра.

Поэтому при сжатии попутного нефтяного газа парциальное давление водяных и углеводородных паров повышается, а при последующем расширении оставшийся в мертвом пространстве газ охлаждается и перенасыщается жидкой фазой, избыток которой конденсируется. Вследствие этого объем всасывания компрессорным цилиндром 1-ой ступени свежей порции газа уменьшается.

Помимо указанного, условием конденсации влаги является высокая температура в конце сжатия ($135 \div 145^{\circ}\text{C}$), где происходит мгновенное выделение из поступающей свежей порции газа паров воды и тяжелых углеводородных компонентов, которые оставшись в мертвом пространстве, в процессе расширения приводят к дополнительному уменьшению полезного рабочего объема цилиндра.

Чтобы учесть потерю от конденсации, по рекомендации М.И. Френкеля, обычно коэффициент влажности колеблется в пределах $\lambda_{\text{вл}} = 0,98 \div 0,99$, что вполне приемлемо для проведения расчета по определению реальной производительности ГМК.

$\lambda_{\text{от.г.}}$ - коэффициент отбора газа из единого всасывающего коллектора

ГКС, учитывающий разницу объемов газа между замеренными на всасывания и на выкиде при помощи газоизмерительных устройств, позволяющих определить это значение практически.

Основываясь на практически замеренных данных, коэффициент отбора газа для расчета производительности ГМК можно принять в пределах $\lambda_{\text{от.г.}} = 0,98 \div 0,99$.

$\lambda_{\text{с.о.}}$ - коэффициент соотношения объемов газа, учитывающий уменьшение производительности за счет потерь полезного рабочего объема компрессорного цилиндра 1-ой ступени, вызванных расширением оставшегося в мертвом пространстве сжатого газа.

Для расчетов реальной производительности ГМК можно принимать практически определенные значения коэффициента соотношения объемов газа, по рекомендации М. И. Френкеля:

$$\lambda_{\text{с.о.}} = 0,98 \div 0,99.$$

$\lambda_{\text{т.к.}}$ - тепловой коэффициент, учитывающий уменьшение производительности из-за расширения нагретого объема сжатого газа в мертвом пространстве и объема свежей порции газа, поступающего во всасывающую полость компрессорного цилиндра 1-ой ступени, т.е. смешанный объем газа нагревается во время всасывания, и это сильно влияет на наполнение цилиндра.

Обычно среднее значение теплового коэффициента $\lambda_{\text{т.к.}}$ колеблется в пределах $0,98 \div 0,99$ в зависимости от конструктивных особенностей цилиндрово-поршневой группы.

$\lambda_{пр.}$ - коэффициент производительности, учитывающий соотношение между производительностью одного ГМК, замеренной на выкиде, и рабочим объемом компрессорного цилиндра 1-ой ступени определяется заводом-изготовителем.

Учитывая высокую степень сжатия на компрессорных цилиндрах 1-ой ступени ГМК, по рекомендациям М.И.Френкеля и П.И. Пластинина, $\lambda_{пр.}$ следует принимать, как приемлемый вариант для расчета реальной производительности ГМК, в пределах $\lambda_{пр.} = 0,98 \div 0,99$.

$\lambda_{н.з.}$ - коэффициент неполного заполнения всасывающей полости компрессорного цилиндра 1-ой ступени, учитывающий неравномерное поступление попутного нефтяного газа с часто изменяющимися технологическими параметрами из единого всасывающего коллектора ГКС и ДКС через всасывающую газовую коммуникацию на прием ГМК. Это сильно влияет на нормальную работу всасывающих клапанов в процессе открытия и закрытия их пластин, приводя к уменьшению производительности.

Практическое изучение работы ГМК в течение 1985-2001 гг., в двух разных по технологическим параметрам системах газлифта и транспорта газа в НГДУ Нефт Дашлары и НГДУ им. Наримана Нариманова, показывают уменьшение реальной производительности вследствие неполного заполнения всасывающей полости компрессорного цилиндра 1-ой ступени, которое учитывается коэффициентом неполного заполнения $\lambda_{н.з.}$, и по рекомендации Алиева В.И., Макарова В.В. определяется по формуле:

$$\lambda_{н.з.} = \frac{V_{вык.1ст.}}{V_{пасп.}}, \quad (13)$$

где $V_{вык.1ст.}$ - замеренный на выкиде 1-ой ступени цилиндра объем сжатого на одном ГМК попутного нефтяного газа, направляющегося для дожатия в другие ступени; $V_{пасп.}$ - паспортная производительность, теоретически определенная заводом-изготовителем без учета влияния на работу ГМК некоторых весьма значимых факторов.

Согласно замеренным данным, среднесуточная производительность одного ГМК типа 10ГКНАМ2/5-55 по сравнению с производительностью по техническому паспорту, на 12%, меньше.

По этим же замеренным опытным данным определена среднесуточная производительность одного ГМК типа 10ГКНАМ3/5-100, по сравнению с производительностью по техническому паспорту реальной величиной оказалась на 12% меньше.

Для примера по формуле (13), с использованием замеренных данных определяем эмпирические значения $\lambda_{н.з.}$:

- для ГМК типа 10 ГКНАМ 2/5-55:

$$\lambda_{н.з.} = \frac{V_{вык.}}{V_{пасп.}} = \frac{228096}{259200} = 0,88;$$

- для ГМК типа 10ГКНАМ 3/5-100:

$$\lambda_{н.з.} = \frac{V_{вык.}}{V_{пасп.}} = \frac{175296}{199200} = 0,88$$

Как видно из проведенных расчетов по определению значения коэффициента неполного заполнения компрес-

сорного цилиндра 1-ой ступени $\lambda_{н.з.}$, эмпирические значения его для обоих типов ГМК одинаковы, и для реальных расчетов можно принять $\lambda_{н.з.} = 0,88$. Этот коэффициент входит в состав общей формулы коэффициента наполнения (1), который является основной составляющей методики расчета по определению реальной производительности поршневых компрессоров типа ГМК, работающих в рассматриваемых системах газлифта и транспорта попутного нефтяного газа.

Мы видим что, коэффициент неполного заполнения компрессорного цилиндра 1-ой ступени накладывает отпечаток на конструкцию и принцип работы компрессорного цилиндра 1-ой ступени, осуществляющего сжатие газа с часто изменяющимися параметрами и практически приводящего к уменьшению реальной производительности в обоих типах ГМК по сравнению с технической паспортной производительностью на 12%. Другими словами, снижение экономического показателя одного ГМК, работающего в системах газлифта и транспорта газа, приводит к недостаткам в сжатом газе о всей системе, и это приводит к тому, что на практике приходится увеличивать количество одновременно эксплуатирующийся ГМК, установленных в ГКС или ДКС, для нормальной эксплуатации скважин.

Таким образом, анализ и изучение полученных в течение 1985-2001 гг. экспериментальных данных по двум разным газлифтным системам и транспорта технологическими попутного нефтяного газа с часто изменяющимися параметрами для двух типов ГМК приводят к выводу о необходимости

уточнения методики расчета по определению реальной производительности этих компрессоров.

По рекомендации многих авторов среднего значения для всех коэффициентов принимается 0,98 и коэффициента неполного заполнения компрессорных цилиндров 1-ой ступени $\lambda_{н.з.} = 0,88$ и подставляя в формулу (1), получим полноценный для расчета реальной производительности ГМК типов 10ГКНАМ2/5-55 и 10ГКНАМ3/5-100 в следующем виде:

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_{\text{пот.об.}} \cdot \lambda_p \cdot \lambda_{\text{вс}} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_Z \cdot \lambda_{\text{г}} \cdot \lambda_{\text{и.ас.}} \cdot \lambda_{\text{вл.}} \cdot \lambda_{\text{от.г.}} \cdot \lambda_{\text{с.}} \cdot \lambda_{\text{т.к.}} \cdot \lambda_{\text{пр}} \cdot \lambda_{\text{н.з.}} = 0,98 \cdot 0,88 = 0,86$$

Таким образом для расчета реальной производительности ГМК, работающих в системах газлифта и транспорта попутного нефтяного газа с часто изменяющимися технологическими параметрами, среднее значение коэффициента наполнения можно принять $\lambda = 0,86$.

Выводы

1. Изменения технических параметров добываемой продукции из газлифтных нефтегазовых скважин, в т.ч. попутного нефтяного газа, а также в системе сбора, подготовки и транспортировки его на прием ГКС или ДКС, происходит в усиленно турбулентном режиме и вызывает частое изменения в работе ГМК.
2. Сравнение производительности, замеренное с техническим паспортом завода-изготовителя показывает снижение производительности ГМК на 12%.

3. Эмпирическая формула (13) означает, что речь идет о практическом коэффициенте учитывающие неполного заполнения всасывающей полости компрессорного цилиндра 1-ой ступени, из-за изменения параметров газа, увеличение перепада давления и снижение объема свежей порции газа, поступающего в компрессорный цилиндр.
4. Предложено эксплуатационному персоналу на ГКС и ДКС строго соблюдать техническое условие эксплуатации ГМК и стабилизировать параметров попутного нефтяного газа низкого давления на всасывающих газовых коммуникациях ГКС или ДКС.
8. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Л.: «Машиностроение», 1969.
9. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет, М.: «Колос», 2000.

Литература:

1. Силаш А.П. Добыча и транспорт нефти и газа. М.: «Недра», 1980.
2. Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти. М.: «Недра», 1983.
3. Захаренко С.Е., Анисимов С.А., Дмитриевский Г.В., Карпов Г.В.,
4. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры. М.: «Машиностроение», 1961.
5. Мищенко И.Т. Расчеты при добыче нефти и газа. М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2008.
6. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972.
7. Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Л.: «Машиностроение», 1987.

ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Алиев В.И., 222
Алиев Э.Н., 222
Алевский Д.С., 78
Анисимов К.В., 27, 114
Ахметзянов А.М., 49
Бакаев А.В., 78
Биктимиров А.А., 73
Боднарук В.В., 101
Бураков А. В., 94
Бурдюгов С.И., 63
Вакушин С.А., 139
Ваняшов А.Д., 193
Васин О.Е., 101
Ворошилов И.В., 27, 114
Глазунов В.Ю., 84
Горин А.В., 78
Горячев Р.В. 32
Губайдуллин А.А., 118
Гуральник М.Г., 78
Данилишин А.М., 126, 162
Данилов К.А., 187
Денисенко В.В., 126, 162
Доценко В.А., 149
Ерышкин Ю.П., 32, 63, 142
Ибрагимов Е.Р., 49, 101
Иванов С.А., 78
Карабанова В.В., 193
Карпин М.Ю., 142
Карташов С.В., 126
Касьянов С.В., 63, 142
Кириллов Д.В. 222
Кожухов Ю.В., 32, 126, 162
Королёв П.В., 187
Королёва Е.А., 187
Кувытченко Б.Г., 149
Кузнецов Ю. Л., 94
Кузнецов Л. Г., 94
Кузьмин В.Е., 187
Латыпов Г.Г., 222
Лебедев А.А., 126
Любимов А.Н., 16, 56, 106
Макаров А.А., 63
Макаров В.В., 222
Малев К.Г., 126, 162
Манушин А.А., 121
Минигулов Р.М., 101
Миронов Ю.Р., 126, 162
Молодов М.А., 16
Найчук В.В., 176
Неверов В.В., 56, 106, 162
Нефедов С.В., 152
Никитин В.Т., 149
Новиков Е.А., 49
Паненко В. Г., 201
Парафейник В. П., 201
Пашинкин Д.В., 101

Петухов А.А., 149
Полозов В.Н., 149
Пушкарев А.Н., 142
Пясецкий Е.Е., 84
Райков А.А., 16, 106
Сальников С.Ю., 21, 152
Сандовский А.В., 78
Селянская Е.Л., 142
Семушкин А.В., 21
Ситас В.И., 101
Смирнов А.В., 92
Сорокин А.А., 78
Сорокин М.А., 193
Темкин А.М. 222
Тобанев А.С., 121
Ушаков С. М., 201
Фесенко В.Н., 176
Хотеенков И.А., 139
Чеглаков И.В., 56, 106
Чернявский Л.К., 187
Шигин В.А., 149
Шулекин П.Б., 27, 114
Щербаков О. Н., 201
Щуровский В.А., 21, 152
Эрнесакс О.В., 222
Hirokazu Kawashima, 43
Hitoshi Shinohara, 43
Masayuki Soneda, 43

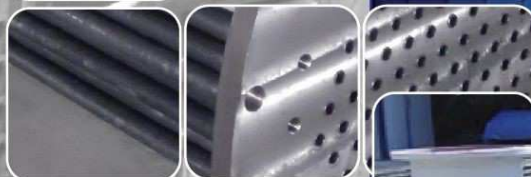
*Больше информации на официальном сайте симпозиума
"Компрессоры и компрессорное оборудование" им. К.П. Селезнёва
WWW.SYMP.KVIHT.RU. Тел.: +7(812)715-41-64*

*Больше информации на официальном сайте симпозиума
"Компрессоры и компрессорное оборудование" им. К.П. Селезнёва
WWW.SYMP.KVIHT.RU. Тел.: +7(812)715-41-64*

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ФИРМА

ЭТМ ЭнТехМаш®

**МОДЕРНИЗАЦИЯ
ПРОИЗВОДСТВО
РЕМОНТ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО
И ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ**



ОТ ИДЕИ - ДО СДАЧИ ПОД КЛЮЧ

188682, Ленинградская обл., Всеволожский р-н, пос. им. Свердлова, ул. Овчинская, 66 Д
тел./факс: +7 812 655-77-11

www.entechmach.com

e-mail: etm@entechmach.com