

62/51
И-88

ВСЕСОЮЗНЫЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХИМИЧЕСКОГО,
НАСОСНО-КОМПРЕССОРНОГО
И АРМАТУРНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
[ВНИИтехмаш]

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН



Київ — 1970

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХИМИЧЕСКОГО, НАСОСНО-КОМПРЕССОРНОГО И АРМАТУРНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
(ВНИИтехмаш)

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Труды II Всесоюзной научно-технической конференции
по компрессоростроению

ИЗДАТЕЛЬСТВО «БУДІВЕЛЬНИК»
К И Е В — 1970

Исследования в области компрессорных машин.
Труды II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. ВНИИтехмаш, Киев, изд-во «Будівельник», 1970. Стр. 324.

В сборнике публикуются доклады и научные сообщения на II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, проведенной в Ленинграде в октябре 1968 года Министерством высшего и среднего специального образования СССР и Министерством химического и нефтяного машиностроения СССР.

Сборник предназначен для инженерно-технических работников предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций.

Редакционная коллегия: *К. П. Селезнев, П. И. Пластинин, В. Д. Лубенец, Г. М. Концевич, И. П. Суслина.*

ВВЕДЕНИЕ

II Всесоюзная научно-техническая конференция по компрессорному машиностроению была проведена в 1968 г. в Ленинграде Министерством высшего и среднего специального образования СССР и Министерством химического и нефтяного машиностроения СССР.

В работе конференции приняли участие свыше 600 представителей заводов, научно-исследовательских, конструкторских и проектных организаций, высших учебных заведений.

За последние годы проделана большая работа по разработке и созданию новых, более совершенных компрессоров. Заводами изготовлено около 100 новых образцов компрессорных машин для нефтяной, химической, газовой промышленности и энергетики. Научно-исследовательские институты, специализированные кафедры вузов и конструкторские бюро, помимо разработки новых машин, проводят исследовательские и проектно-конструкторские работы по созданию крупных газовых поршневых компрессоров высокого давления (до 400 *ата*) для химической промышленности, поршневых компрессоров без смазки, быстроходных свободнопоршневых дизель-компрессоров СПДК, винтовых компрессоров, по изучению особенностей работы компрессорных машин в вакуумном режиме, а также работы по повышению напорности центробежных компрессорных ступеней и к.п.д. компрессоров различных типов.

Цель конференции — обмен научной информацией, обобщение опыта проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ и внедрения их результатов в промышленное производство, определение основных направлений научно-исследовательских работ в области компрессоростроения и мероприятия по их развитию.

На конференции работали секции: поршневых компрессорных машин (руководитель — канд. техн. наук Т. Ф. Кондратьева); центробежных и осевых компрессоров (руководитель — докт. техн. наук К. П. Селезнев); роторных компрессоров (руководитель — докт. техн. наук В. Д. Лубенец); автоматизации компрессоров (руководитель — докт. техн. наук Н. Т. Романенко).

Конференция определила основные направления научно-исследовательских и конструкторских работ на ближайшие годы:

всесторонний анализ потребностей народного хозяйства в компрессорных машинах и определение оптимальных областей применения различных типов компрессоров;

разработка рациональных методов унификации и параметрических рядов, создание унифицированных типов компрессоров, компримирующих различные газы;

создание типоразмерного ряда и организация серийного производства винтовых компрессоров;

исследование работы центробежных и осевых компрессоров при различных числах M , Re , создание надежной методики пересчета характеристик на другие газы и начальные условия;

создание унифицированных высокоэффективных холодильников для всех типов компрессорных машин;

унификация редукторов, применение в необходимых случаях зацепления Новикова и планетарных конструкций;

повышение надежности, долговечности и механического уровня компрессорных машин;

проведение научных исследований и опытно-конструкторских работ, обеспечивающих научно-техническую базу для развития компрессоростроения в последующие годы.

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

МОСКОВСКИЙ КОМПРЕССОРНЫЙ ЗАВОД «БОРЕЦ»

А. А. Бельский, инженер

ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ НА ЗАВОДЕ «БОРЕЦ»

Завод «Борец» серийно производит 50 типоразмеров угловых компрессоров.

Угловые воздушные компрессоры общего назначения производительностью 10 и 30 м³/мин на давление нагнетания 8 кг/см² послужили для создания нормального параметрического ряда машин. В соответствии с предельными степенями сжатия одной ступени была выбрана градация номинальных давлений нагнетания: 2; 3,5; 8; 18; 35; 70; 150; 220; 400 кг/см², совпадающая с давлениями, наиболее часто применяемыми в промышленности. Принятая заводом градация значений производительности компрессоров 4; 5; 6; 10; 12 (13); 16; 20; 30; 40; 60 м³/мин, как показал многолетний опыт, также удовлетворяет потребности промышленности. Заводом разработаны и в настоящее время осваивается параметрический ряд дожимающих одноступенчатых компрессоров (табл. 1). Все компрессоры выпускаются для сжатия воздуха или газа.

Угловые компрессоры завода «Борец» отличаются рядом конструктивных особенностей. Отсутствие промежуточных фонарей и применение встроенного электродвигателя делает машину компактной. Промежуточный холодильник первой ступени, изготовленный из эллиптических труб, оребренных латунной лентой, также встроен в раму машины. В верхних головках шатунов установлены игольчатые подшипники, работающие по полированному, закаленным полым пальцам из хромоникелевой стали. Крейцкопфы — цельнолитые из модифицированного чугуна, без заливки опорных поверхностей баббитом. Гильзы крейцкопфов и цилиндров выполнены из антифрикционного чугуна.

Необходимо отметить и такие конструктивные новшества, как применение в цилиндрах высокого давления стальных гильз, закаленных и обработанных до высокой чистоты, сальников с уплотняющими элементами из фторопласта или его композиций. Сальник с коническими уплотняющими элементами отличается повышенной плотностью, его разрезные уплотнительные кольца выполняются из асбестового шнура, пропитанного фторопластовой суспензией, а нажимные и дроссельные — из стеклопластика. Холодильник, вы-

Т а б л и ц а 1. Параметрический ряд дожимающих
одноступенчатых компрессоров

База	Диаметр цилиндра, мм	Давление, кг/см ²		Производительность, м ³ /ч	Мощность двигателя, кВт
		всасывания	нагнетания		
С усилением по шток 5т	350	0,1—1,5	4—4,4	2000—4500	200
	280	1,5—2,5	8,7—9,7	2000—3400	
	220	2,5—7	13,5—15	2000—6200	
	180	5—15	22—24	2000—8000	
	140	10—20	38—40	2000—6000	
	110	15—100	65—125	2000—18000	
То же, 2т	280	0,1—0,8	3—2,5	800—1800	75
	220	0,6—2,5	5,2—5,7	750—2100	
	180	2—5	9—9,5	800—2500	
	140	4—10	15,5—18	900—2600	
	110	8—50	25—60	1200—8000	
	90	20—100	45—125	2000—12000	

полненный из алюминиевых труб, оребренных в продольном направлении, объединен с маслолагоотделителем и имеет две буферные емкости для гашения пульсации давления газа (на входе и на выходе), образуемые в кожухе перегородкой.

При разработке конструкций угловых компрессоров созданы нормалы на общие детали машин и на основные узлы и детали компрессоров (кольцевые клапаны, поршневые кольца, сальники, предохранительные клапаны, шатунные болты и др.). В компрессорах применяются стандартизованные, нормализованные, покупные и заимствованные узлы и детали. Так, компрессоры параметрического ряда с давлением нагнетания до 35 атм выпускаются с унифицированными цилиндрами, причем 10 машин каждой базы (2 — трехступенчатые, 4 — двухступенчатые и 4 — одноступенчатые) созданы комбинацией из пяти цилиндров. Все это обеспечило высокий коэффициент унификации машин, в ряде случаев — до 96—99%. Унификация и конструктивная нормализация позволили организовать поточное производство и резко увеличить выпуск угловых компрессоров при одновременном повышении их качества.

Важным направлением в работе завода является создание на унифицированных базах компрессоров без смазки цилиндров. Первый такой компрессор, выпущенный в 1961 г., имел графитовые уплотнения. В дальнейшем завод отказался от применения графитовых уплотнений, заменив их более экономичными и долговечными уплотнениями из фторопластовых композиций.

Характеристики серийно выпускаемых заводом компрессоров без смазки и опытных образцов, проходящих промышленные испытания, приведены в табл. 2.

В целях единого и рационального подхода к конструированию компрессоров без смазки цилиндров заводом разработана нормаль,

Т а б л и ц а 2. Характеристика угловых компрессоров без смазки цилиндров, выпускаемых заводом «Борец»

Марка компрессора	Сжимаемый газ	Производительность, м ³ /мин	Давление всасывания, кг/см ²	Давление нагнетания, кг/см ²	Потребляемая мощность, кВт	Количество ступеней сжатия	Материал уплотнений	Тип клапанов
3С2ГП10/8	Азот	10	0,05	8	60	2	4К20	Прямоточные, кольцевые с пластинами СТЭК45
2С2ВП10/8	Воздух	10	0	8	60	2	4К20	Прямоточные
2С2ГПД11	Смесь углеводородных газов	3,35	50	60	59	1	4К20	»
2М2ГП6/30	Гелий	6	0,01	30	63	3	4К20	»
202ВП10/8	Воздух	10	0	8		2	4К20	»
2С5ВП16/70	»	16	0	70	200	4	4К20	»
3С5ГП30/8	Винилхлорид	30	0,01—0,03	8	180	2	4К20	»
2С2ГП10/8	Водород	10	0,01	8	57	2	АФГМ	Кольцевые с пластинами СТЭК45
2С2СГПВ	Сухой метан	18,6	0,35 <i>ата</i>	1,6 <i>ата</i>	42	1	АФГМ	Прямоточные
2С5СНП20/30	Гелий	20	0,02	30	200	3	АФГМ	»
2С5СГПД43-35	Сухой метан	31,7	0,6	6,5	190	2	АФГМ	»
2С5СГПД35-22	» пропилен	21	1	15	180	2	АФГМ	»
3С5СГП30/8	» хлористый водород	30	0,01	8	200	2	АФГМ	Кольцевые с пластинами СТЭК45
2С5СГП20/30	Гелиеводородная смесь	20	0,02	30	200	3	АФГМ	Прямоточные

учитывающая опыт институтов, предприятий и зарубежных фирм, работающих в этой области. Нормаль регламентирует материалы поршневых колец и область их применения, типовые конструкции уплотняющих элементов и их основные размеры, расположение опорных и уплотнительных колец на поршнях различных конструкций, содержит рекомендации по выбору экспандерных колец и типовые расчеты элементов уплотнений. Разработана также специальная нормаль на сальники компрессоров без смазки цилиндров, определяющая не только конструкцию сальников и их деталей, но и конструкцию дополнительных маслоснимающих устройств, обеспечивающих очистку штоков от картерной смазки.

Выпускаемые или осваиваемые заводом компрессоры без смазки цилиндров по конструктивным признакам могут быть разделены на две группы: с длинным штоком и с коротким штоком. В машинах с длинным штоком часть штока, попадающая в процессе работы в раму компрессора, очищается от масла предсальником, установленным в нижней стенке фонаря цилиндра. На этой части штока нет мест, попадающих в цилиндр или сальник при работе компрессора.

Среди угловых компрессоров, выпускаемых заводом, особое место занимают гелиевые компрессоры, к которым, как известно, предъявляется требование повышенной герметичности. Создание таких машин потребовало проведения большого объема экспериментальных работ, в процессе проведения которых удалось установить, что при тщательном изготовлении машины основным местом потерь газа являются уплотнения штоков. В связи с этим особое внимание было уделено конструированию сальника, обладающего повышенной герметичностью. Такой сальник создан и уже применяется во всех угловых компрессорах завода.

Осуществление мероприятий по повышению герметичности гелиевых компрессоров позволило довести потери газа из машины до величин, близких к $1 \cdot 10^{-4}$ от их производительности. По важнейшим технико-экономическим показателям угловые компрессоры завода «Борец» находятся на уровне мировых стандартов.

Технический уровень производных машин, выполняемых на базах компрессоров общего назначения, достаточно надежно определяется техническим уровнем базовых компрессоров.

В последние годы на заводе велись большие экспериментально-конструкторские работы, результатом которых явилось создание новой передвижной установки КС 16/100 производительностью $16 \text{ м}^3/\text{мин}$ на давление нагнетания 100 кг/см^2 .

Фургон установки состоит из автоприцепа и смонтированного на нем каркасно-панельного кузова, разделенного на два отсека поперечной стенкой с окном. В передней части фургона расположен утепленный вспомогательный отсек, имеющий отдельный вход, для отдыха обслуживающего персонала, выполнения в нем мелких слесарных работ и размещения дизель-компрессора, осуществляющего зарядку пускового баллона сжатым воздухом. Второй отсек представляет собой машинное отделение установки. Компрессор

оппозитный, крещцкопфный, шестирядный, четырехступенчатый, имеет по два цилиндра I и II ступеней с поршнями двойного действия и два цилиндра III и IV ступеней с дифференциальными поршнями.

Заводом разработан параметрический ряд передвижных компрессорных установок, которые в дальнейшем могут быть созданы на базе установки КС-100 (табл. 3).

Т а б л и ц а 3. Основные параметры передвижных компрессорных установок, создаваемых на базе установки КС-100

Марка установки	Производительность, м ³ /мин	Давление нагнетания, кг/см ²	Марка установки	Производительность, м ³ /мин	Давление нагнетания, кг/см ²
КС-9	35	9	КС-100	16	100
КС-20	25	20	КС-150	14	150
КС-45	20	45	КС-250	12	250

Примечание. Давление всасывания у всех установок — атмосферное.

В связи с тем, что производство передвижных компрессорных установок новой конструкции будет организовано на других предприятиях, основную продукцию завода в ближайшие 8—10 лет составят стационарные поршневые компрессоры различного назначения. Анализ потребности в компрессорах, которые могут быть выполнены на угловых унифицированных базах, показывает, что народному хозяйству нужны воздушные и газовые компрессоры высокого давления, компрессоры без смазки цилиндров для сжатия различных газов, специальные компрессоры повышенной герметичности и для сжатия агрессивных газов, циркуляционные и дожимающие компрессоры. Исходя из этой потребности и своих возможностей, завод «Борец» ежегодно будет создавать 6—8 новых образцов таких машин.

В целях дальнейшего улучшения машин и, в первую очередь, повышения их экономичности и долговечности, завод «Борец» предполагает выполнить комплекс экспериментально-конструкторских работ. Важнейшими из них будут работы по усовершенствованию газового тракта машин, выбору оптимального режима их охлаждения, созданию новых более долговечных и эффективных конструкций отдельных деталей и узлов (холодильники, сальники, вкладыши подшипников и т. п.).

ЛЕНИНГРАДСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ХИМИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Ю. И. Смирнов, инженер

ГРАНИЦЫ ПРИМЕНЕНИЯ КОНСОЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ОППОЗИТНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Консольные электродвигатели применимы для привода только двух- и четырехрядных компрессоров, поскольку в коленчатых ва-

лах шести- и восьмирядных компрессоров получают существенное развитие крутильные колебания. Основным интерес при установлении границ применения консольных электродвигателей представляют четырехрядные компрессоры, поскольку для их привода применяются электродвигатели, которые создают большие изгибающие моменты, чем электродвигатели меньшей мощности двухрядных компрессоров.

Расчетные схемы

В зависимости от соотношения масс консольно посаженного на вал ротора электродвигателя и самого вала, степени изношенности подшипников и коренных шеек валов, величины и направления поршневых сил и сил одностороннего магнитного тяжения между ротором и статором для коленчатых валов четырехрядных компрессоров возможны следующие случаи опирания:

изгибающий момент в вертикальной плоскости относительно линии условного приложения реакции I (или I—II) подшипника от сил, действующих на консоли (вес ротора G_p , вес консольного участка вала, сила одностороннего магнитного тяжения Q_m), больше момента от сил, действующих по другую сторону этой линии (вес вала и поршневые силы). В этом случае имеем так называемое «верхнее» опирание вала: вал взаимодействует с верхними вкладышами III, IV и V подшипников. «Верхнее» опирание характерно для всех двухрядных компрессоров и для четырехрядных на базе М10; обратный случай, когда изгибающий момент в вертикальной плоскости от веса вала и поршневых сил превалирует над моментом сил на консоли. В этом случае будет так называемое «нижнее» опирание, которое характерно для всех четырехрядных компрессоров на базе М16 и М25.

Необходимо отметить, что при работе компрессора появляются весьма значительные реакции на подшипники от действия поршневых сил, направленных горизонтально, поэтому суммарная реакция отклоняется от вертикального направления. Но это отклонение не оказывает существенного влияния на проводимый в дальнейшем анализ, и поэтому не учитывается.

На рис. 1 представлены эпюры изгибающих моментов от веса вала и веса ротора для «верхнего» опирания. Вес вала включает в себя и часть воспринимаемого им веса шатунов.

Различаются следующие характерные расчетные схемы.

Схема А. Нагрузки воспринимаются I и III подшипниками. Подобное распределение нагрузок соответствует работе вала при соосных (неизношенных) опорах и неизношенных коренных шейках.

Схема Б. Нагрузки воспринимаются I и II подшипниками.

Схема В. Все действующие на вал силы воспринимаются I—II и V подшипниками. При этом I и II подшипники работают совместно (нижними вкладышами).

Соответственно для «нижнего» опирания вала:

Схема А. Опора на I—V подшипники.

Схема Б. Опора на I—III подшипники.

Схемы В. Опора на I—II и III подшипники.

В процессе работы компрессора, по мере увеличения износов подшипников и коренных шеек вала, происходит постепенный переход от схемы А к схеме В, сопровождающийся ростом изгибающих

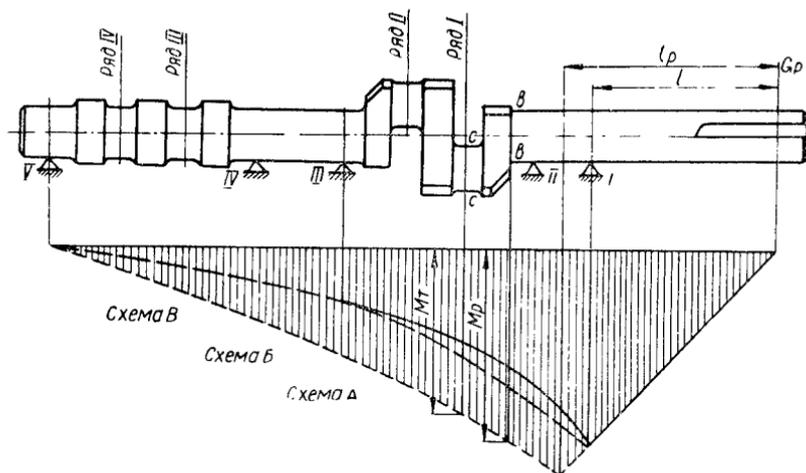


Рис. 1. Эпюры изгибающих моментов от веса вала и веса ротора при «верхнем» опирании вала.

напряжений в первом пролете вала и снижением запасов усталостной прочности. Так, минимальные запасы усталостной прочности в самом опасном сечении вала — сечение $v-v$ — уменьшаются на 22 (база 4М10), 28 (база 4М16) и 36% (база 4М25).

Схема В соответствует стабильной работе вала, при которой дальнейший рост изгибающих моментов практически прекращается, если нет одновременного контакта вала с нижним вкладышем III и верхним V подшипника.

Преобладающее влияние на прочность вала оказывает прилегание вкладышей I и II подшипника к коренным шейкам вала, т. е. условное место расположения реакции I (или I—II) подшипника. Схема В расчета является самой опасной по прочности в силу того, что при этой схеме увеличивается условная длина консоли — реакция совместно работающих I и II подшипников расположена между ними. Коленчатый вал удовлетворяет условиям прочности только в том случае, если имеет достаточные запасы прочности при его расчете по схеме В.

Предельные консольные нагрузки

При установлении границы консольного исполнения электродвигателей принимается, что минимально допустимый эквивалент-

ный запас усталостной прочности

$$[n] = 1,5,$$

но

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (1)$$

где n_{σ} — запас усталостной прочности при изгибе; n_{τ} — запас усталостной прочности при кручении.

Пренебрегая средним напряжением цикла, влияние которого на величину n_{τ} незначительно, имеем

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v}. \quad (2)$$

Здесь τ_{-1} — предел выносливости материала вала (сталь 40) при кручении, n/m^2 , k_{τ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; ε_{τ} — масштабный фактор; τ_v — амплитуда касательных напряжений (с учетом динамического увеличения), n/m^2 .

Аналогично для изгиба (но без учета динамического усиления изгибающих напряжений):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\delta}}{\varepsilon_{\delta}} \sigma_v}. \quad (3)$$

$$\sigma_{-1} = \frac{M_v}{W} = \frac{M_v}{0,1d^3}, \quad (4)$$

где W — момент сопротивления сечения $v-v$, m^3 ; d — диаметр коренной шейки вала, m .

Из (1) — (4) получаем

$$[M_v] = \frac{0,1d^3 \sigma_{-1} \sqrt{\left[\frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_v / \varepsilon_{\tau}} \right]} \cdot 2,25}{1,5 \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau}} \cdot \frac{\tau_v}{\varepsilon_{\tau}}}, \quad (5)$$

где $[M_v]$ — предельно допустимая амплитуда изгибающих моментов в сечении $v-v$, $нм$.

Наиболее опасным по прочности является такое положение вала, при котором плоскость 1-го и 2-го колен совпадает с вертикальной плоскостью, т. е. с плоскостью действия моментов от весов вала и ротора. Это положение соответствует углам поворота коленвала, отсчитываемым от ВМТ, $\alpha = \frac{\pi}{2}$ рад (90°) и $\alpha = \frac{3}{2}\pi$ рад (270°).

Имеем

$$[M_v] = [M_p] + \Delta M_n, \quad (6)$$

где $[M_p]$ — предельно допустимый изгибающий момент от весов ротора и вала в сечении $v-v$ (см. рис. 1), *нм*; ΔM_n — амплитуда изгибающих моментов в вертикальной плоскости от поршневых сил в рассматриваемых положениях вала, вычисленная по расчетной схеме *B*, *нм*.

Следует отметить, что ΔM_n является алгебраической величиной, знак которой определяется как схемой расположения рядов компрессора, так и направлением вращения вала. При расчете по схеме *B* предполагается, что реакция R_I совместно работающих I и II подшипников расположена на равном расстоянии от их середин, а реакция R_V подшипника *V* (при «верхнем» опирании) или R_{III} подшипника III (при «нижнем» опирании) — на серединах соответствующих подшипников.

Результаты вычисления $[M_p]$, проведенные по (5) и (6), представлены в таблице. На основании имеющихся экспериментальных данных принято, что коэффициент динамического увеличения касательных напряжений $k_\tau = 2,5$. Все данные по механическим характеристикам материала вала, по коэффициентам концентрации напряжений и масштабным коэффициентам взяты из [1].

Вычисление M_p

База	$\tau_{\sigma}, \text{ н/м}^2$ (кг/см) ²	k_σ	k_σ	$\frac{k_\tau}{\varepsilon\tau}$	$d, \text{ см}$	$[M_p], \text{ нм}$ (кгм)	$\Delta M_n, \text{ нм}$ (кгм)	$[M_p], \text{ нм}$ (кгм)
4М10	6,65 (68)	3,6	0,58	3,5	18	15550 (1585)	411 (42)	15140 (1540)
4М16	8,98 (91,7)	3,79	0,55	3,7	26	40750 (4160)	880 (90)	39900 (4070)
4М25	7,53 (76,8)	4,16	0,55	4,0	32	69900 (7130)	4470 (456)	65400 (6670)

Принимаем, что

$$G_p = G_p^I + G_p^{II}, \quad (7)$$

где G_p — вес консольно посаженного ротора, *н*; G_p^I — консольная нагрузка, уравновешивающая момент от веса относительно реакции R_I , *н*; G_p^{II} — консольная нагрузка, образующая линейную эпюру моментов на рассматриваемом пролете вала, *н*.

$$G_p^I l_p = M_B - \frac{ql_p^2}{2} (\text{нм}), \quad (8)$$

где M_B — изгибающий момент от веса вала относительно реакции, R_I — вычисленный в предположении, что вал заделан в месте посадки ротора, *нм*; l_p — условная длина консоли, *м*; q — вес одного погонного метра вала, *н/м*.

Предельно допустимый момент от силы G_p^{II} в сечении $\nu-\nu$

$$[M_{\nu}^{\text{II}}] = [M_p] - M_{\nu}^{\text{I}} \text{ (н.м.)}, \quad (9)$$

где M_{ν}^{I} — изгибающий момент от веса вала в сечении $\nu-\nu$, н.м.

На рис. 2 представлена эюра моментов от силы G_p^{II} (опора III при «нижнем» прилегании вала, опора V — при «верхнем» его прилегании). Очевидно, что

$$[G_p^{\text{II}} l_p] = \frac{[M_{\nu}^{\text{II}} l]}{l_{\nu}} \text{ (н.м.)}; \quad (10)$$

$$[M_c^{\text{II}}] = \frac{[M_{\nu}^{\text{II}} l_c]}{l_{\nu}} \text{ (н.м.)}, \quad (11)$$

где M_c^{II} — момент силы G_p^{II} в сечении $c-c$, н.м.

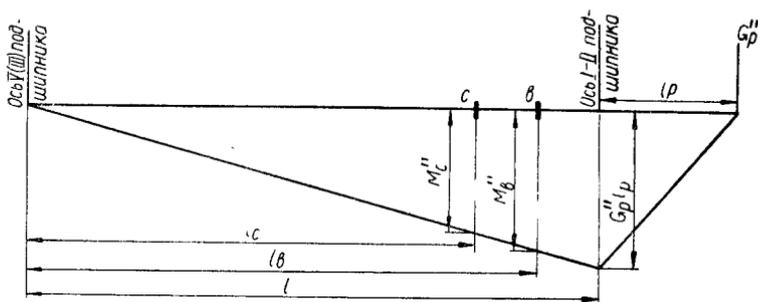


Рис. 2. Эюра изгибающих моментов от силы G_p^{II} .

Учитывая (7) — (10), устанавливаем, что предельно допустимый из условий прочности момент от веса ротора относительно реакции R_i при отсутствии динамического усиления изгибающих напряжений

$$[G_p \cdot l_p] = G_p^{\text{I}} \cdot l_p + [G_p^{\text{II}} l_p] = M_{\nu} - \frac{q l_p^2}{2} + \frac{[M_p] - M_{\nu}^{\text{I}}}{l_{\nu}} \cdot l \text{ (н.м.)}. \quad (12)$$

По (12) имеем
база 4М10

$$[G_p l_p] = 17200 - 9,6 \cdot 10^4 \cdot l_p^2 \text{ (н.м.)}; \quad (13)$$

база 4М16

$$[G_p l_p] = 46100 - 20,3 \cdot 10^4 l_p^2 \text{ (н.м.)}; \quad (14)$$

база 4М25

$$[G_p l_p] = 72500 - 30,8 \cdot 10^4 \cdot l_p^2 \text{ (н.м.)}. \quad (15)$$

Полученные предельные консольные нагрузки вычислены без учета силы Q_m ; ее использование для частичной компенсации веса ротора идет в запас, повышая надежность работы валовой группы.

Как известно, раскеп

$$T = 2kM_T \quad (м),$$

где M_T — изгибающий момент в среднем сечении шатунной шейки, *нм*; k — коэффициент пропорциональности, учитывающий жесткость колена, $1/н$.

Коэффициенты k определяются опытным путем, поскольку теоретические их значения, вычисленные с помощью интеграла Мора, более чем в 2 раза превышают действительные.

Для 1-го колена (со стороны электродвигателя)

$$M_T = M_c^{II} + M_c^I \quad (нм),$$

где M_c^I — момент от веса вала в сечении $c—c$, *нм*.

Предельно допустимая величина раскепа 1-го колена $[T_1]$ соответствует определенным ранее предельным консольным нагрузкам от веса ротора электродвигателя и составляет: для базы 4М10 — 0,14 *мм*; для базы 4М16 — 0,16 *мм* и для базы 4М25 — 0,20 *мм*.

Полученные значения предельных раскепов в 2—2,5 раза превышают их значения, вычисленные по существующим нормам [2].

При значениях консольных нагрузок, существенно меньших, чем предельные, соответствующие расчетной схеме B раскепы 1-го колена будут меньше приведенных выше значений. В этом случае возможность работы коленчатых валов при предельных раскепах должна быть исследована дополнительно. Коленчатый вал при этом будет одновременно взаимодействовать с верхним вкладышем V и нижним III подшипника.

Изгибные колебания

Как показало экспериментальное исследование напряжений коленчатого вала компрессора 4М10—100/8, в некоторых случаях возможно динамическое увеличение изгибающих напряжений. Для исследованного коленчатого вала это увеличение вызвано резонансом 2-ой гармоники изгибных колебаний. Определение прогиба ротора, знание которого необходимо для определения частот свободных изгибных колебаний вала, производится графо-аналитическим способом [3].

На рис. 3. представлена некоторая обобщенная эпюра моментов, веревочный многоугольник сил и упругая линия вала в статике при опоре вала на I, II, V подшипники, когда прогибы консоли будут максимальными.

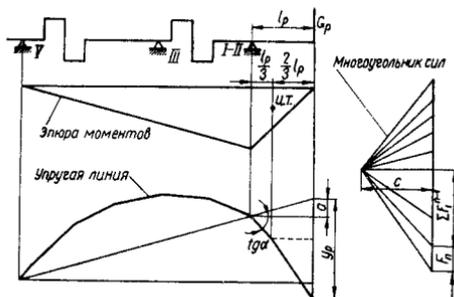


Рис. 3. Упругая линия вала в статике при его опоре на $I—II$ и V подшипники.

Используя, ввиду малости деформаций, принцип независимости действия сил, получаем

$$y_p y_p^I + y_p^{II},$$

где y_p — прогиб вала в месте посадки ротора, m ; y_p^I — прогиб рассматриваемой точки вала под действием веса вала и уравновешивающей его силы G_p^I , m ; y_p^{II} — прогиб той же точки от силы G_p^{II} , m .

При определенных фиксированных значениях G_{p_0} и l_{p_0} для каждой из баз были построены две упругие линии: первая — от веса вала и силы $G_{p_0}^I$ и вторая — для невесомого вала от силы $G_{p_0}^{II}$.

Изменение величины y_p^I при изменении длины консоли l_p определяется как смещением центра тяжести крайнего треугольника на эпюре моментов, так и изменением площади этого треугольника (см. рис. 3). При произвольном значении l_p

$$y_p^I = k_e^I \left(a_0^I + \frac{l_p}{3} \operatorname{tg} \alpha_p^I + \frac{2}{3} \bar{l}_p \right) \frac{\sum_{i=1}^{n-1} F_i^I + F_n^I \frac{l_p}{l_{p_0}^I}}{c^I}, \quad (16)$$

где k_e^I — масштаб прогибов; \bar{l}_p — масштабное значение l_p , m .

Аналогично для прогиба от силы G_p^{II}

$$y_p^{II} = k_e^{II} \frac{G_p^{II} l_p}{G_{p_0}^{II} l_{p_0}^{II}} \left(a_0^{II} + \frac{\bar{l}_p}{3} \operatorname{tg} \alpha_0^{II} + \frac{2}{3} \bar{l}_p \right) \frac{\sum_{i=1}^{n-1} F_i^{II} + F_n^{II} \frac{l_p}{l_{p_0}^{II}}}{c^{II}} (m). \quad (17)$$

Используя (16) и (17), было получено для базы 4M10

$$y_p = 10^{-8} [3050 l_p^4 + (3,14 G_p + 10400) l_p^3 + (10,71 G_p - 24100) l_p^2 + (0,195 G_p - 82800) l_p - 1500] (m); \quad (18)$$

для базы 4M16

$$y_p = 10^{-8} [14500 l_p^4 + (7,13 G_p + 616) l_p^3 + 3,03 G_p - 192000) l_p^2 + (0,724 G_p - 28800) l_p + 3650] (m); \quad (19)$$

для базы 4M25

$$y_p = 10^{-8} [990 l_p^4 + (0,323 G_p + 6200) l_p^3 + (2,02 G_p - 860) l_p^2 + 0,435 G_p - 56000) l_p - 10430] (m). \quad (20)$$

Как было установлено выше, при «нижнем» опирании вала предельным (самым опасным) случаем его работы будет опора на I—II—III подшипники. Формулы (19) и (20) для коленчатых валов баз 4M16 и 4M25, имеющих нижнее опирание, вычислены для максимальных прогибов, которые соответствуют опоре вала на I—II—V подшипники. Указанное обстоятельство идет в запас.

Частота свободных изгибных колебаний консольного конца вала определяется по приближенной формуле

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{y_p}} \quad (1/\text{сек}), \quad (21)$$

где $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$ — ускорение свободного падения.

Определенная экспериментально частота свободных изгибных колебаний коленчатого вала компрессора 4М10—100/8 практически совпала с вычисленной (по формуле (18) и (21)).

Порядок резонирующей гармоника

$$k = f_c/\omega, \quad (22)$$

где ω — частота вращения коленчатого вала, $1/\text{сек}$.

Наиболее неблагоприятными в отношении возможного развития изгибных колебаний являются коленчатые валы базы 4М10. На рис. 4 показана номограмма для определения величины k для этих коленчатых валов, вычисленная по (18) и (22) для ряда произвольно выбранных значений G_p и l_p (с учетом возможного

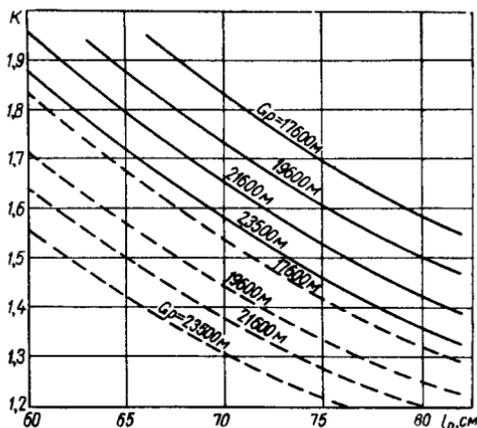


Рис. 4. Порядок резонирующей гармоника k для коленчатых валов базы 4М10 (сплошные кривые — $\omega = 8,33 1/\text{сек}$, 500 об/мин); пунктирные — $\omega = 10 1/\text{сек}$, 600 об/мин).

расширения границ применения консольных электродвигателей).

Учитывая некоторую неточность определения k , принимается, что при $k < 1,3$ недопустимо применение консольного электродвигателя; при $1,3 < k \leq 2,3$ возможно некоторое динамическое увеличение изгибающих напряжений и при $k > 2,3$ влияние изгибных колебаний пренебрежимо мало.

При разработке новой серии компрессорных электродвигателей необходимо проверять возможность развития изгибных колебаний. Принимается на основании имеющихся экспериментальных данных, что при $k = 1,3—2,3$ коэффициент динамического увеличения изгибающих напряжений $m_\gamma = 1,2$. Следовательно, в этом случае предельно допустимую величину $[G_p l_p]$, определяемую по (13)—(15), необходимо уменьшить в 1,2 раза.

Проводимые в ЛенНИИхиммаше исследования позволят сузить интервал значений k , в пределах которого ожидается наличие развитых изгибных колебаний, а также уточнить величину m_γ .

ЛИТЕРАТУРА

1. Серенсен С. В. Вали и оси. М., Машгиз, 1959.
2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
3. Бах К. Детали машин. 2 изд. Том II. М., Госмашметиз, 1932.

К. И. Страхович, *докт. техн. наук,*
В. А. Разумов, *инженер*

О СОСТАВЛЕНИИ УРАВНЕНИЙ СОСТОЯНИЯ И ДРУГИХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ СМЕСЕЙ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

При использовании газовых смесей в качестве исходных продуктов химического производства и при транспорте природных газов необходимо знать их термодинамические характеристики (i , s , z и др.) при различных значениях параметров состояния. Эти характеристики легко определить для конкретной смеси, используя соответствующее уравнение состояния. Но количество газовых смесей, отличных по составу и процентному содержанию компонентов, на практике неограниченно, а возможность рационально обосновать общие правила для составления уравнения состояния всех встречающихся смесей отсутствует. По этой причине представляется необходимым в каждом отдельном случае применять те или иные известные формы эмпирических или полуэмпирических уравнений состояния компонентов и использовать различные методы составления по этим уравнениям уравнений состояния смесей.

При практическом приложении полученных таким образом расчетных данных (термических и калорических) целесообразно проводить их сопоставление с соответствующими опытными величинами. Поскольку связь термических и калорических характеристик строго обусловлена общими термодинамическими соотношениями, их опытное определение в большинстве случаев достаточно ограничить изучением термических величин ($P-v-T$ -зависимостей). Воспроизводящее с достаточной точностью опытные зависимости $P-v-T$ уравнение состояния смеси может быть использовано для построения калорических величин. Дополнительно необходимо иметь зависимости теплосемкостей от температуры при постоянном заданном давлении для этой смеси. Для практического приложения при термогазодинамических расчетах процессов, протекающих в компрессорных машинах, полученные указанным путем данные удобно представить $i-\lg P$ -диаграммой.

Приведенные выше положения были применены при разработке такого рода диаграмм ряда технически важных газовых смесей. Отдельные расчетные результаты сопоставлялись с известными экспериментальными данными. Так, например, для стехеометрической азотводородной смеси с малой добавкой метана (0,8%), для которой было составлено уравнение состояния и рассчитаны некоторые термодинамические характеристики, отмечено хорошее совпадение расчетных коэффициентов сжимаемости (рис. 1) с опытными данными ряда авторов.

Для возможности опытного изучения $P-v-T$ -зависимостей различных смесей (в том числе сложных по составу, с легко кон-

денсирующимися компонентами) осуществлена экспериментальная установка, позволяющая достаточно точно получать зависимость между давлением, объемом и температурой [4]. В основу ее работы положен метод пьезометра постоянного объема. Конструкция пьезометра полностью исключает балластные объемы, усовершенствована по сравнению с описанной в [4] и позволяет снимать опытные $P-v$ — T -зависимости как по изохорам, так и по изотермам в диапазоне параметров 20—300°С до давлений 600 бар.

На рис. 2 представлены приведенные к «круглым» температурам экспериментальные значения коэффициентов сжимаемости для смеси углеводородов с преимущественным содержанием метана, включающей азот в малую долю кислорода: C_2H_6 —84,49%, C_3H_8 —3,51%, C_4H_{10} —1,44%, iC_4H_{10} —0,19%, nC_4H_{10} —0,35%, iC_5H_{12} —0,09%, nC_5H_{12} —0,05%, O_2 —0,03%, N_2 —9,84% (по объему). Полученные непосредственно в опытах значения параметров P , v и T частично приведены в таблице и могут быть использованы для соответствующих приложений.

При расчетах термодинамических свойств смесей подобного состава удовлетворительные результаты могут быть получены с помощью широко известного уравнения состояния Бенедикта—Вебба—Рубина

$$P = \frac{RT}{v} + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \cdot \frac{1}{v^2} + (bRT - a) \cdot \frac{1}{v^3} + \frac{a\alpha}{v^6} + \frac{c}{v^3 T^2} \left[\left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) \exp \left(- \frac{\gamma}{v^2} \right) \right].$$

В таблице сопоставлены значения давлений, полученных из опыта и рассчитанных по приведенному выше уравнению с коэффициентами для смеси

$A_0 = 1,9319488$	$a = 0,05576256$
$B_0 = 0,0450231$	$c = 0,003169271 \cdot 10^6$
$C_0 = 0,02783389 \cdot 10^6$	$\alpha = 0,14747231 \cdot 10^{-3}$
$b = 0,00361902$	$\gamma = 0,6604236 \cdot 10^{-2}$

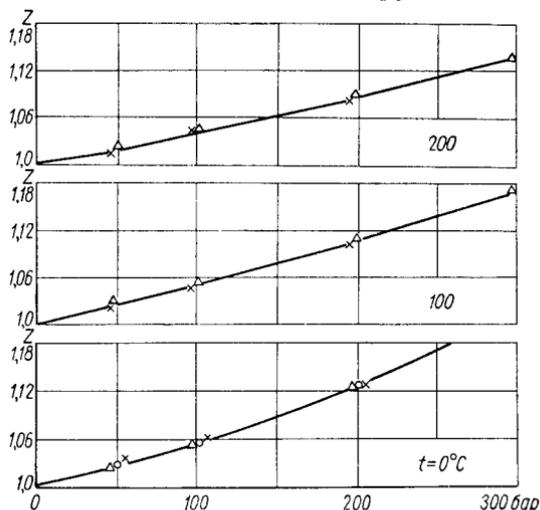


Рис. 1. Расчетные и опытные зависимости для коэффициентов сжимаемости стехеометрических смесей азота и водорода.

Среднее расхождение для 26 точек в диапазоне параметров $P = 15-215$ бар, $T = 291-475^\circ$ К составляет 0,72% и является удовлетворительным для многокомпонентных систем подобного типа.

Большое значение при оценке расчетных результатов имеют экспериментальные данные такого рода для более сложных газовых

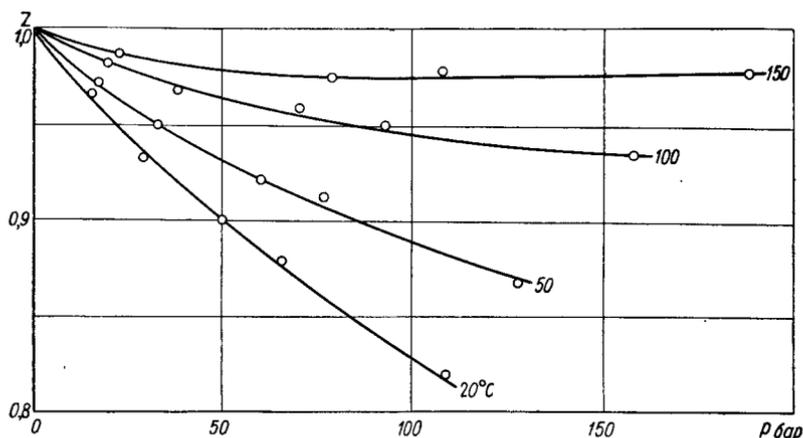


Рис. 2. Экспериментальные зависимости коэффициента сжимаемости для смеси углеводородов, включающей азот и кислород.

смесей, какими являются газы пиролиза, включающие до 20 и более компонентов. В этих случаях не всегда возможно использовать единую форму уравнения состояния компонентов для составления уравнения состояния смеси и возникает необходимость в оценке оптимального метода расчета.

Значения давлений, полученные из опытов

$P_{\text{эксп}}, \text{ бар}$	$T_{\text{эксп}}, \text{ град К}$	$v, \text{ гм}^3/\text{г}$	$P_{\text{расч}}$	$P_{\text{эксп}}$	$T_{\text{эксп}}, \text{ град К}$	$v, \text{ см}^3/\text{г}$	$P_{\text{расч}}, \text{ бар}$
15,20	295,65	83,98	15,25	84,85	354,80	17,644	84,91
16,84	322,52	84,11	16,90	96,58	393,83	17,681	96,69
19,75	375,45	84,43	19,80	108,34	432,86	17,717	108,34
22,22	422,09	84,55	22,34	120,52	474,31	17,755	120,62
49,32	291,73	24,04	49,48	111,37	300,94	10,048	112,95
56,07	323,24	24,08	56,26	125,78	324,53	10,060	127,61
67,92	379,52	24,15	68,17	156,47	375,10	10,086	158,56
78,29	429,66	24,21	78,62	184,61	422,92	10,112	187,38
87,75	475,70	24,27	88,11	214,41	474,02	10,139	217,81
66,34	295,08	17,591	66,56	32,00	323,53	43,17	32,36
75,56	324,19	17,617	75,57	38,11	379,71	43,30	38,59

Примечание. Значения $P_{\text{эксп}}$ и $T_{\text{эксп}}$ не приведены к «круглым» величинам во избежание потери точности.

В связи с разработкой новых химико-технологических процессов и увеличением количества различных по составу природных газов, используемых в химическом производстве, большое значение приобретают обобщенные методы расчета термодинамических характеристик многокомпонентных газовых смесей по уравнению состояния в необходимом для практического приложения диапазоне параметров P и T . Соответствующих экспериментальных материалов по сложным смесям к настоящему времени накоплено недостаточно. Поэтому их пополнение с целью практического приложения для разработки и проверки этих методов желательно.

МОСКОВСКИЙ ИНСТИТУТ НЕФТЕХИМИЧЕСКОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
им. Н. М. ГУБКИНА

А. А. Козобков, *канд. техн. наук*

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ, СВЯЗАННЫХ С ПУЛЬСИРУЮЩИМ ПОТОКОМ ГАЗА, НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Современные нефтехимические предприятия имеют разветвленную сеть трубопроводных систем, проектирование которых представляет собой весьма трудоемкую и сложную задачу. Особенно сложными являются расчеты, связанные с проектированием трубопроводных систем, находящихся под действием пульсирующего потока жидкости или газа. Здесь необходимо самое тщательное изучение действительных условий работы системы, т. е. определение величин колебаний давления и скорости, установление закономерности изменения колебаний, по мере удаления от нагнетательной установки, а также выявление их спектрального состава и частотной характеристики трубопроводной системы.

Для окончательного решения проблемы пульсирующего потока необходимо изучение двух систем — газодинамической (поток жидкости и газа) и механической (трубопроводная система, технологические аппараты).

Цель газодинамических исследований — разработка метода, теории, позволяющей определять характеристики пульсирующего потока жидкости и газа в трубопроводной системе. К таким характеристикам относятся изменения давления и скорости потока (ΔP и ΔW), спектр собственных частот, частотные характеристики. В основу рассмотрения этой системы положен импедансный метод, при котором характеристика каждого объекта (включения) представляется в виде комплексной величины — характеристического сопротивления — импеданса, равного

$$Z = R + j\mathcal{V},$$

определяемого как отношение давления к скорости в заданном сечении.

Положив в основу рассмотрения одномерные линеаризованные уравнения для неустановившегося движения сжимаемой жидкости

при скоростях, значительно меньших, чем скорость звука, получим:

$$P_{x,t} = f_1(\rho_0; Z_0, \dots, Z_l; l, \dots, l_n, \bar{c}, k).$$

$$W_{x,t} = f_2(\rho_0; Z_0, \dots, Z_l; l, \dots, l_n; \bar{c}, k).$$

Рассмотренные уравнения позволяют получить универсальные уравнения спектра собственных частот колебаний газа в трубопроводных системах

$$\operatorname{tg} \frac{\omega l}{c} = j \frac{(Z_0 + Z_l) \rho c}{Z_0 Z_l + \rho^2 c^2}.$$

Подставляя в формулы различные значения импедансов можно для любых встречающихся на практике систем рассчитать ΔP и ΔW и спектр частот. Таким образом, задача определения характеристик пульсирующего потока газа сводится к определению импедансов включений. Поэтому важное значение имеет разработка метода, позволяющего определить импедансы различных, как простых, так и сложных включений в трубопроводную систему. При этом под простыми импедансами понимаются включения-элементы, а под сложными — сумма этих элементов.

В обвязочных коммуникациях поршневых компрессоров имеется ряд таких сложных включений, в основном это теплообменные и сепарационные устройства.

Цель механических исследований — разработка метода, позволяющего определить характеристики трубопровода как колеблющегося объекта. При этом следует учитывать, что трубопроводная обвязка представляет собой систему с распределенными параметрами, в которую включены объекты с сосредоточенными параметрами (технологические аппараты, трубопроводная арматура). Математическое описание колебаний такой системы достаточно сложно и трудоемко. Особые трудности связаны с неопределенностью граничных условий (характеристики опор, аппаратов, креплений и т. д.) в реальных системах.

От других колеблющихся объектов трубопроводные системы поршневых компрессорных машин отличаются тем, что внутренние полости их заполнены жидкостью (газом). Пульсирующий характер движения газа вызывает появление реактивных сил в местных сопротивлениях, размещенных по длине всей системы. Исследование этих сил, определение их величин, направлений, их связи с пульсирующим потоком — необходимая предпосылка для решения задачи уменьшения вибрации трубопроводов. Зная эти силы и комбинируя точки их приложения, можно вычислить результирующие силы, действующие на всю трубопроводную систему, и, следовательно, определить характер поведения трубопровода по действиям пульсирующего потока.

Трудности решения комплекса задач, связанных с проектированием трубопроводных систем, находящихся под действием пульсирующего потока газа, обусловлено тем, что теоретические основы решения базируются на выводе комплекса наук. В то же время

динамические процессы в механических и газодинамических системах представляют собой весьма сложное явление, и в настоящее время не могут быть исследованы с исчерпывающей полнотой только теоретическими методами. Однако на базе совместного использования теоретических предпосылок и опытных данных можно с достаточной точностью решить ряд поставленных задач. Большие возможности открывает здесь теория размерности и подобия.

Для решения задач, связанных с движением пульсирующего потока газа, может быть использована теория электрических цепей. При этом основные одномерные электрические уравнения, граничные и узловые условия переходят в соответствующие газодинамические зависимости.

Применение электромеханической аналогии позволяет построить электрическую модель трубопровода как механической системы. Основной особенностью этой модели является физическая постановка решаемых задач. Это достигается благодаря тому, что каждому элементу трубопроводной системы соответствует определенный пассивный или активный электрический элемент в модели. Такое представление исследуемой системы не требует составления полного математического описания ее поведения. Для моделирования достаточно однажды составить уравнения, описывающие поведение каждого элемента системы.

Важной особенностью модели является возможность изучения самых разнообразных систем трубопроводной линии и режимов компрессорной машины. Для перехода с одной технологической схемы к другой, от одного режима к другому достаточно изменить некоторые параметры соответствующих электрических схем.

Электрическая модель проста по конструкции, экономична и надежна. Она позволяет произвести в короткий срок исследование работы большого числа установок.

Расчет трубопроводной системы и компрессора, в соответствии с задачами, определенными выше, заключается в следующем. Для действующего объекта, на котором наблюдаются повышенные затраты мощности из-за наличия пульсирующего потока и вибрации трубопроводов, а также и для проектируемого объекта, составляется упрощенная, эквивалентная исполнительная или проектная расчетная схема. Она включает в себя лишь те элементы реальной нагнетательной установки, которые оказывают влияние на пульсирующий поток и на вибрацию трубопроводов. Затем рассчитываются параметры электрических схем моделей и набирается соответствующая задача. При этом учитываются геометрические характеристики трубопровода и технологических объектов, характер опор, материал трубопровода, род газа, его давление и температура, характеристики компрессорной машины (ход поршня, его диаметр, скорость вращения, объем пространства и т. д.).

Анализируя результаты моделирования, можно получить всю необходимую информацию о состоянии трубопроводной системы (колебания давления, частотные характеристики, индикаторную

диаграмму компрессора и т. д.) и наметить необходимые изменения в схеме для нормализации работы нагнетательной установки. Эти мероприятия проверяются на модели и выдаются в виде соответствующих рекомендаций.

Если на модели решается задача поиска оптимальных характеристик нагнетательной установки, то оператор, работающий на модели, изменяя ее схему, добивается соответствия характеристик, полученных на модели, с заданными оптимальными характеристиками. Измененные схемы, приведшие к оптимизации режимов работы нагнетательной установки, также выдаются в виде рекомендаций.

МОСКОВСКИЙ ИНСТИТУТ НЕФТЕХИМИЧЕСКОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. Н. М. ГУБКИНА

А. А. Козобков, В. М. Писаревский, кандидаты техн. наук

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИМПЕДАНСНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА ГАЗА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пульсирующий поток газа, возникающий в присоединенной трубопроводной системе в результате возвратно-поступательного движения поршня, нарушает проектный режим нормальной эксплуатации поршневой компрессорной установки. Хотя источником колебаний является цилиндр поршневого компрессора, увеличение амплитуд пульсирующего потока газа связано, в основном, с особенностями конструкции трубопроводной системы.

Поэтому для оценки и устранения влияния пульсирующего потока газа необходимо получить его характеристики в присоединенной трубопроводной системе. Под характеристиками пульсирующего потока газа будем понимать частоту, максимальную амплитуду, а в некоторых случаях — и начальную фазу колебаний давления и скорости в любой точке системы.

Трубопроводную обвязку поршневого компрессора можно рассматривать как систему, состоящую из прямолинейных участков труб, соединяющих разнообразными сосредоточенными включениями: фасонные части, регулируемую арматуру, технологические аппараты и т. д. Распространение пульсирующего потока газа по прямолинейным участкам трубопроводов достаточно точно описывается линейризованными уравнениями неустановившегося движения реальной жидкости [1]:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \rho_0 \left(\frac{\partial W}{\partial t} + 2aW \right) \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= \rho_0 c^2 \frac{\partial W}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где $p(x, t)$ и $W(x, t)$ — давление и скорость в пульсирующем потоке газа; ρ_0 — средняя во времени плотность; a — коэффициент линеаризации нелинейных потерь на трение; c — скорость звука.

Для оценки поведения сосредоточенных включений при пульсирующем характере потока газа используется импеданс включения, т. е. полное комплексное сопротивление, равное отношению динамического давления к динамической скорости в сечении, где установлено включение. Использование импедансного метода позволяет:

1. Определить искомые величины в любых сложных трубопроводных системах с учетом взаимного влияния различных элементов [2, 3]. Это является весьма существенным, так как выбор различных гасительных устройств без учета влияния места их установки и характеристик других элементов системы оказался малоэффективным и на практике себя не оправдал.

2. Установить методику выбора наиболее эффективной конструкции гасительного устройства в зависимости от особенностей конструкции основных включений в трубопроводную систему.

3. Значительно упростить использование метода электрического моделирования для решения задачи, поскольку при этом отпадает необходимость составления общего уравнения для всей системы, и моделирование производится поэлементно.

Система уравнений (1) тождественна уравнениям, описывающим распространение электрического тока в линии с распределенными параметрами и звука в трубах. Эта система может с успехом применяться для определения характеристик пульсирующего потока газа в прямолинейных участках трубопроводных обвязок поршневых компрессоров. Таким образом, в настоящее время задача расчета характеристик пульсирующего потока газа в трубопроводных обвязках поршневых компрессоров, в основном, сводится к определению импедансов включений — граничных условий в начале и конце прямолинейного участка трубопровода.

Для характеристики поведения неоднородности в трубопроводных системах поршневых компрессоров допустимо использование соответствующего импеданса в акустических волноводах. Но в акустических системах максимальная скорость перемещения частиц не превышает 3 м/сек, т. е. движение газа происходит ламинарно. Поэтому импедансы включений, вызывающих изменение скорости по величине и направлению, — чисто инерционные. Активная составляющая имеется лишь у элементов, в которых потери на трение при ламинарном режиме потока ярко выражены — узкие щели, трубки и т. д. Это допущение привело к появлению значительных погрешностей при расчете волновых процессов в трубопроводных обвязках, где скорости перемещения могут достигнуть 100 м/сек. При таком режиме потока вблизи установленных в систему неоднородностей образуются зоны вихреобразования.

В таких зонах происходит значительная потеря давления на преодоление сил трения.

Поэтому при оценке поведения сосредоточенных включений при пульсирующем характере потока газа следует учитывать и активные потери (активную составляющую импеданса).

Таким образом, импеданс включения должен иметь вид

$$Z = R + jY,$$

где R — активная часть импеданса; Y — реактивная часть импеданса.

При расчете нестационарных движений обычно считают, что характеристики сопротивлений включений, установленные для стационарных движений, сохраняются и для нестационарных [1], т. е. при пульсирующем потоке газа потери давления, связанные с наличием в системе сосредоточенных сопротивлений, пропорциональны квадрату динамической скорости, а импеданс включения линейно зависит от последней

$$R = \xi \rho_0 \frac{W}{2f}, \quad (3)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления данного включения; f — площадь поперечного сечения трубы; W — динамическая скорость.

Осуществление экспериментальной проверки зависимости (3) применительно к сосредоточенным включениям было связано с измерениями динамической скорости в интервалах амплитуд и частот, встречающихся в трубопроводных системах поршневых компрессоров и оказалось достаточно сложным. Экспериментальная проверка выдвинутого предположения осуществлялась лишь для распределительного по длине трения для неустановившегося движения жидкости [6]. Но и в этом случае был использован косвенный метод определения активных потерь, что существенно снижало точность полученных результатов.

Для определения активной части импеданса по формуле (3) необходимо усреднить динамическую скорость W , т. е. линеаризовать потери на трение. Используемые в настоящее время способы линеаризации и вопросы, связанные с границами применения различных способов, также не рассматривались применительно к условиям в трубопроводных системах поршневых компрессоров.

Для определения величины активных потерь в неоднородности (активной составляющей импеданса) был предложен метод непосредственной оценки, не требующий измерения динамической скорости. Несмотря на это, в процессе работы фиксировались мгновенные значения последней для проверки используемых способов усреднения и установления границ их применения.

Сущность предложенного метода заключается в создании на прямолинейном участке трубопровода (линии с распределенными параметрами), присоединенного к поршневому компрессору, условий согласованной нагрузки.

Как известно, если на конце линии с распределенными параметрами (без потерь или с малыми потерями) создать нагрузку, рав-

ную волновому сопротивлению линии (согласованная нагрузка), то в линии не возникнет отраженных волн и коэффициент стоячей волны будет либо равен единице, либо близок к ней, а форма начального импульса не исказится по длине, или же искажение окажется очень незначительным.

Согласованная нагрузка линии без потерь — чисто активное сопротивление, а линии с малыми потерями — комплексное сопротивление, активная часть которого равна согласованной нагрузке линии без потерь

$$Z_c = \sqrt{\frac{L_0}{C_0}}, \quad (4)$$

где L_0 — индуктивность на единицу длины линии; C_0 — емкость на единицу длины линии.

Если трубопроводная система поршневого компрессора нагружена на согласованное сопротивление, то величину активной составляющей импеданса нагрузки можно определить по волновому сопротивлению линии

$$R_I = Z_c = \frac{\rho_0 c}{f}. \quad (5)$$

Кроме того, максимальная амплитуда динамического давления примерно постоянна по длине линии, а импульс скорости, образующийся в результате работы цилиндра компрессора, распространяется в трубопроводной системе практически без искажений. Причем, начальная амплитуда импульса определяется моментом открытия нагнетательного клапана. Эта амплитуда, как правило, является максимальной, так как поршень во время хода нагнетания движется равномерно

$$W_{\max} = \frac{F}{f} r \omega (\sin \omega t_1 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t_1), \quad (6)$$

где F — площадь цилиндра, t_1 — момент открытия нагнетательного клапана, ω — круговая частота; и r , λ — характеристики компрессора.

Конечная амплитуда импульса равна нулю (момент закрытия нагнетательного клапана).

Если известны пределы изменения скорости в данном неустановившемся движении, то величину активных потерь можно вычислить по формуле

$$R_{II} = \xi \frac{\rho_0 \bar{W}}{2f}, \quad (7)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; \bar{W} — усредненная скорость.

Основное внимание в работе было уделено проверке формулы И. А. Чарного [1] для \bar{W}

$$\bar{W} = \frac{2}{3} \cdot \frac{W_1^2 + W_0 W_1}{W_1 - W_0},$$

где W_1 и W_0 — пределы изменения скорости.

Сравнивая истинное значение активной части импеданса (5) с величиной активной части (7), можно судить о применимости выражения (7). Давая различные значения ω в выражении (6), т. е. изменяя максимальную амплитуду импульса скорости и вычисляя в каждом случае значения R_I и R_{II} , можно определить границы применения различных методов усреднения. Для определения величины активных потерь R_{II} необходимо знать момент открытия нагнетательного клапана t_1 и коэффициент гидравлического сопротивления включения, являющегося согласованной нагрузкой в данном режиме. Но качественное определение этих величин может быть выполнено только экспериментально.

Для этой цели была создана экспериментальная установка, которая состояла из компрессора КСЭ-6М с двигателем постоянного тока, позволяющим плавно менять скорость вращения вала. К компрессору присоединялась система, состоящая из прямолинейного участка трубы и ресивера, объем которого выбирался исходя из условия создания акустически открытого конца. В конце трубы перед ресивером имелось разъемное фланцевое соединение для установки плоских диафрагм, используемых для создания согласованной нагрузки. Признаком выполнения условия согласованной нагрузки являлось постоянство амплитуды максимального динамического давления по длине системы. Скорость вращения вала компрессора менялась до номинального значения, и для каждого режима работы компрессора на согласованную нагрузку определялся момент открытия нагнетательного клапана. Коэффициент гидрав-

Пример обработки

n , об/мин	$\omega = \frac{\pi n}{30} \left(\frac{1}{\text{сек}} \right)$	$P_0 = \frac{P}{RT} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$	$c = \sqrt{\lambda_{\text{д}} RT}$, м/сек	$R = \frac{P_0 c}{S} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \text{сек}} \right)$	d — диаметр согласованной диафрагмы, мм	ξ_d — коэффициент гидравлического сопротивления
125	4,167	6,54	355	$166 \cdot 10^4$	14,0	125,1

$$F\left(\frac{d}{D}\right) = \left(1 - 1,47 \frac{d}{D} + 0,47 \frac{d^3}{D^3}\right)^{-1} = 1,98 \text{ — функция Фока;}$$

$\omega_1 = 10\omega$ — принятая частота, для которой определяется реактивная часть
 $S = 0,00132 \text{ м}^2$ — площадь трубы.

лического сопротивления диафрагмы, являющийся согласованной нагрузкой, определялся проливкой.

Обработка результатов экспериментов проводилась в соответствии с изложенным методом.

Необходимо отметить, что в данном режиме в системе без установки диафрагмы резонирует первая собственная частота системы и вторая (наиболее существенная для машин с 2-мя цилиндрами простого действия) гармоника спектра, генерируемого компрессором.

При установке в систему диафрагм с диаметром расточки $d_1 = 20$, $d_2 = 17$, $d_3 = 14$, $d_4 = 10$, $d_5 = 8$ мм и т. д. максимальные амплитуды пульсации давления стоячей волны по длине системы существенно меняются. Причем при $d_3 = 14$ мм коэффициент стоячей волны $N = \frac{A_{\max}}{A_{\min}} \approx 1$; дальнейшее уменьшение диаметра диафрагмы,

т. е. увеличение величины активной части импеданса приводит к увеличению коэффициента стоячей волны и перемене знака начальной фазы. Таким образом, активная часть импеданса диафрагмы диаметром $d_3 = 14$ мм в данном режиме равна согласованной нагрузке для данного трубопровода. Пример обработки данных эксперимента приведен в таблице.

Результаты экспериментов подтвердили, что даже при максимальной скорости потока потери в линии могут считаться малыми. Кроме того, оказалось, что в проведенном диапазоне амплитуд и частот характеристики сопротивлений, установленные для стационарных движений, сохраняются и при нестационарных. Метод усреднения динамической скорости, предложенный И. А. Чарным, эффективен в технических расчетах, если $W_{\max} - W_{\min} \leq 30$ м/сек.

Далее рассмотрим вопросы, связанные с определением реактивной части импеданса включений.

экспериментальных данных

Момент открытия клапанного клапана на $t = \frac{m}{m+n} = \frac{\omega}{60}$ сек	Максимальная скорость в импульсах W_{\max}	$\bar{W} = \frac{2}{3} W_{\max}$	$R_1 = \frac{\varepsilon}{d} \frac{\rho_0 \bar{W}}{2 S} \left(\frac{\kappa_2}{\kappa_1} \right)$ м/сек	$\delta = \frac{R_1}{R}$, %	$Y = f(\omega_1) \frac{\rho_0}{d} \left(\frac{d}{C} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_1}}$ м/сек	$\frac{Y}{R}$, %
0,359	8,4	2,73	$173 \cdot 10^4$	104	$3,1 \cdot 10^4$	2

импеданса диафрагмы;

Реактивные части импедансов изученных включений значительно превышают по величине активные части, что позволяет пренебречь активной частью и для описания поведения неоднородности в трубопроводных системах поршневых компрессоров использовать акустический импеданс. Такой точки зрения придерживается ряд исследователей, в том числе Г. Кропп. Однако последний считает, что если относительная амплитуда динамического давления превышает 0,2, а максимальная скорость перемещения частиц составляет более 30 м/сек, то использование акустического импеданса в качестве реактивной части импеданса включения в трубопроводных системах поршневых компрессоров приводит к большим ошибкам. Это объясняется тем, что система (I) выведена в предположении малости возмущений и малой скорости перемещения частиц.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что импеданс включений в трубопроводные системы поршневых компрессоров состоит из активной части, определяемой в зависимости от коэффициента гидравлического сопротивления и пределов изменения динамической скорости в сечении, где установлено включение, и реактивной совпадающей с акустическим импедансом. Причем, количественное соотношение этих частей зависит от геометрической структуры включения. Так, в импедансе плоской диафрагмы активная часть составляет около 95%, а в импедансе буфера, ось которого совпадает с осью трубы, — 10—20%. Кроме того, соотношение активной и реактивной частей для данного включения определяется и местом установки его в системе. Вблизи пучности волны скорости активная часть импеданса будет намного больше, чем вблизи узла волны скорости.

Таким образом, характер поведения включения в трубопроводные системы поршневых компрессоров зависит от соотношения активной и реактивной частей импеданса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М., Гостоптехиздат, 1951.
2. Козобков А. А., Писаревский В. М. К определению давления и скорости газа в сложных разветвленных трубопроводных системах поршневых компрессоров. Сб. «Вибрация технологических трубопроводов на нефтехимических предприятиях». М., изд. ЦНИИТЭнефтехим, 1967.
3. Козобков А. А., Писаревский В. М. К определению спектра собственных частот колебаний газа в сложных трубопроводных системах. Сб. «Вибрация технологических трубопроводов на нефтехимических предприятиях». М., изд. ЦНИИТЭнефтехим, 1967.
4. Гинзбург И. П., Гриб А. А. «Вестник ЛГУ. Серия математики, физики и химии». № 8, 1954.

В. А. Мокшин, В. П. Шорин, *инженеры*

ВЫБОР СХЕМЫ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пустотелый гаситель пульсации типа акустического фильтра низких частот представляет собой пассивный четырехполюсник с коэффициентами передачи цепочечной матрицы А, В, С, Д. За основную характеристику эффективности гасителя принимается коэффициент вносимого затухания [1], представляющий отношение амплитуды колебаний давления в трубопроводной системе до установки в нее гасителя к амплитуде колебаний в системе после его установки.

Если рассматривать трубопроводные системы, в которых гаситель установлен непосредственно у источника колебаний и размеры его малы по сравнению с длиной волны, а генератором колебаний служит источник переменного расхода ($Z_{\text{ист}} = \infty$), тогда формула для коэффициента вносимого затухания может быть записана в виде

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{2} K_c \left| \sqrt{\frac{Z_{c_2}}{Z_{c_1}}} \cdot \left| 1 + \frac{Z_H}{Z_{c_2}} \right| \right|, \quad (1)$$

где Z_H — импеданс входной нагрузки; K_c — собственное затухание гасителя (затухание при работе на согласованные сопротивления); Z_{c_1} и Z_{c_2} — волновое сопротивление гасителя соответственно со стороны источника колебаний и со стороны присоединенной трубопроводной системы (нагрузки).

Собственное затухание гасителя определяется

$$K_c = \left| \sqrt{AD} + \sqrt{BC} \right|. \quad (2)$$

Множитель $\frac{1}{2} \left| 1 + \frac{Z_H}{Z_{c_2}} \right|$ характеризует затухание, обусловленное отражением в месте соединения гасителя с системой, а множитель $\left| \sqrt{\frac{Z_{c_2}}{Z_{c_1}}} \right|$ характеризует затухание за счет несимметричности гасителя.

Для симметричности гасителя ($Z_{c_1} = Z_{c_2}$)

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{2} K_c \left| 1 + \frac{Z_H}{Z_{c_2}} \right|. \quad (3)$$

При установке гасителя непосредственно у источника переменного давления ($Z_{\text{ист}} = 0$)

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{2} K_c \left| \sqrt{\frac{Z_{c_1}}{Z_{c_2}}} \cdot \left| 1 + \frac{Z_{c_2}}{Z_H} \right| \right|, \quad (4)$$

а если гаситель симметричный, то

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{2} K_c \left| 1 + \frac{Z_{c2}}{Z_{\text{н}}} \right|. \quad (5)$$

Основные характеристики ячеек, исходя из схем их электрических аналогов, можно записать в следующем виде [2]:

граничная частота полосы гашения

$$f_{\text{гр}} = \frac{1}{\pi \sqrt{LC}} = \frac{a}{\pi \sqrt{\frac{Vl}{S}}}, \quad (6)$$

величина индуктивности в ячейке

$$L = \frac{\rho l}{S}, \quad (7)$$

величина емкости

$$C = \frac{V}{\rho a^2}, \quad (8)$$

где ρ — плотность рабочей среды; a — скорость звука; V — объем полости; S — площадь сечения соединительной трубки; l — длина соединительной трубки.

Собственное затухание в ячейке типа Т и П

$$K_c = (\eta + \sqrt{\eta^2 - 1})^2. \quad (9)$$

Собственное затухание в ячейке типа Г

$$K_c = \eta + \sqrt{\eta^2 - 1}. \quad (10)$$

Нормированная частота в полосе гашения

$$\eta = \frac{f}{f_{\text{гр}}} > 1. \quad (11)$$

Характеристическое сопротивление Т-образного звена

$$Z_T = jA \sqrt{\eta^2 - 1}. \quad (12)$$

Характеристическое сопротивление П-образного звена

$$Z_{\text{П}} = \frac{A}{j\sqrt{\eta^2 - 1}}, \quad (13)$$

где

$$A = \rho a \sqrt{\frac{l}{SV}}. \quad (14)$$

Г-образное полужвено имеет со стороны емкости волновое сопротивление П-образного звена, а со стороны индуктивности — волновое сопротивление Т-образного звена. В полосе гашения все типовые звенья имеют мнимое волновое сопротивление (12) и (13).

Из анализа формул (1), (3), (4) и (5) видно, что при заданных величинах собственного затухания и степени несимметричности гасителя, его эффективность существенно зависит от взаимодействия с присоединенной системой. Причем коэффициент отражения

$K_{отр}$ меняется в широких пределах в зависимости от отношения модулей импеданса нагрузки и волнового сопротивления гасителя, а также от фазы этого отношения. Когда фаза мало отличается от 180° и отношение модулей близко к единице,

$$K_{отр} = \frac{1}{2} \left| 1 + \frac{Z_H}{Z_{с2}} \right| \ll 1,$$

что приводит к уменьшению вносимого затухания или даже к усилению колебаний, если коэффициент вносимого затухания $K_{ин} < 1$.

Независимо от отношения модулей $K_{ви}$ будет максимальным, если фаза отношения равна нулю. А это обеспечивается лишь тогда, когда волновое сопротивление гасителя со стороны нагрузки одинаково по характеру с входным импедансом присоединенной трубопроводной системы.

Если коэффициент собственного затухания гасителя более 3,5 (практически всегда), то входной импеданс системы совместно с гасителем равен волновому сопротивлению гасителя со стороны источника колебаний [1]. При источнике переменного расхода пульсационные потери мощности компрессорной установки тем меньше, чем меньше входное сопротивление системы, т. е. при $Z_{ист} = \infty$, как следует из сравнения [11] и [12], желательно применение П-образного звена или соответственно включенного Г-образного полузвена.

Для источника переменного давления применение П-образного звена нерационально, поскольку емкость в данном случае практически не работает. В этом случае желательно использовать Т-образное звено или Г-образное полузвено, включенное в обратном порядке.

В результате анализа эффективности гасителя в зависимости от характера нагрузки и типа источника колебаний можно рекомендовать следующее.

Для источника переменного расхода. При емкостном характере нагрузки гаситель должен представлять собой П-образное звено, а при индуктивном характере нагрузки — в виде Г-образного полузвена. В случае активного характера импеданса системы возможно применение П-образного или Г-образного звеньев. Предпочтительным оказывается применение Г-образного полузвена, так как при одинаковых габаритах с П-образным звеном оно дает большее затухание. Действительно, при одинаковых габаритах Г-образное полузвено будет иметь граничную частоту в два раза ниже частоты П-образного звена. Если K_c для П-образного звена определяется формулой (10), то в рассматриваемом случае выражение K_c для Г-образного полузвена примет вид

$$K_c = 2\eta + \sqrt{(2\eta)^2 - 1}. \quad (15)$$

При одинаковых характеристиках затухания за счет взаимодействия с системой, т. е. одинаковых множителях $\frac{1}{2} \left| 1 + \frac{Z_H}{Z_{с2}} \right|$, Г-об-

разное полузвено дает в дополнение к K_c затухание, обусловленное несимметричностью гасителя, равное в нашем случае

$$\left| \sqrt{\frac{Z_{c_2}}{Z_{c_1}}} \right| = \sqrt{4\eta^2 - 1}. \quad (16)$$

С учетом (11), (15) и (16) и условий равенства затухания за счет взаимодействия с системой, отношение коэффициента вносимого затухания Г-образного полузвена к коэффициенту вносимого затухания П-образного звена примет вид

$$\frac{K_{\text{внГ}}}{K_{\text{внП}}} = \frac{2\eta + \sqrt{4\eta^2 - 1} \cdot \sqrt{4\eta^2 - 1}}{(\eta + \sqrt{\eta^2 - 1})^2} = \frac{4\eta^2 - 1 + 2\eta\sqrt{4\eta^2 - 1}}{2\eta^2 - 1 + 2\eta\sqrt{\eta^2 - 1}}, \quad (17)$$

откуда видно, что $K_{\text{внГ}} > K_{\text{внП}}$.

Для источника переменного давления. При индуктивном характере нагрузки необходимо применять Т-образное звено, при емкостной нагрузке — Г-образное полузвено, а при активной нагрузке — Г-образное полузвено из условий получения дополнительного затухания.

В трубопроводных обвязках поршневых компрессорных машин наиболее распространенными технологическими объектами, непосредственно следующими за цилиндром компрессора, являются маслолагоотделители, сепараторы, гидрозатворы, холодильники различных типов и т. д.

Принципиально известны импедансы большинства этих аппаратов. Например, импеданс маслолагоотделителя или сепаратора можно считать емкостным, импеданс холодильника «труба в трубе» или змеевикового — индуктивным, а кожухотрубчатого холодильника или диафрагмы — активным.

Так как поршневой компрессор является источником переменного расхода, то в зависимости от нагрузки можно предложить такие варианты наиболее эффективного применения пустотелых гасителей в типовых обвязках:

нагрузкой является маслолагоотделитель или сепаратор — двухкамерный гаситель с соединительной трубкой;

нагрузкой является холодильник типа «труба в трубе», буферная емкость с патрубком на выходе.

Если нагрузкой является кожухотрубчатый холодильник или диафрагма, следует применять буферную емкость с патрубком на выходе. Во всех других случаях необходимо уточнять характер импеданса нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шорин В. П. — К вопросу о гашении вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Труды КуАИ, вып. XXX. Куйбышев, 1967.

2. Босый Н. Д. — Электрические фильтры. Киев, Гостехиздат УССР, 1955.

П. И. Пластинин, *канд. техн. наук*,
 В. П. Григоров, Т. С. Дегтярева, Д. С. Едемский, Е. В. Плуталова, *инженеры*

ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА В ПЕРЕПУСКНЫХ КАНАЛАХ ПОРШНЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

В поршневых вакуум-насосах с целью повышения коэффициента откачки производится перепуск газа из полости цилиндра, в которой закончились процессы сжатия и вытеснения газа (назовем ее полостью опорожнения), в полость, в которой закончилось всасывание (назовем ее полостью наполнения), через специальные перепускные каналы.

Перепуск рассматривается как три одновременных процесса: опорожнение мертвого пространства одной полости цилиндра при переменных объеме и массе газа;

течение газа по перепускному каналу при переменных давлениях в полостях опорожнения и наполнения и переменном сечении канала;

наполнение второй полости цилиндра при переменных объеме и массе газа.

Настоящая работа относится к исследованию процесса течения газа из сосуда ограниченной емкости в сосуд ограниченной емкости через канал переменного сечения.

Существующие методы расчета перепуска [1], [2] используют коэффициент расхода перепускных каналов μ . Однако этим коэффициентом приходится задаваться произвольно, так как экспериментальных работ по его определению не проводилось. С целью частичной компенсации указанного пробела в МВТУ им. Н. Э. Баумана было проведено экспериментальное определение коэффициента расхода широко применяемых в настоящее время перепускных каналов, выполненных на зеркале цилиндра поршневых вакуум-насосов.

Эксперимент производился на испытательном стенде. Воздух из помещения лаборатории проходил через мерное устройство, которым являлись: при малых расходах воздуха — газовые счетчики типа КГФ-6 ГОСТ 5364—57 и при больших расходах воздуха — нормальная диафрагма. Затем воздух дросселировался вентилями, поступал в полость опорожнения установки и оттуда перетекал, расширяясь без совершения работы, в полость наполнения. Из полости наполнения воздух отсасывался через выходной патрубок и ресивер вспомогательным вакуум-насосом. Давления и температуры воздуха, входящего в перепускной канал и выходящего из него, замерялись непосредственно в полостях опорожнения и наполнения.

Из экспериментальных данных определялся коэффициент расхода μ — отношение действительного расхода воздуха G_d к теоретическому расходу G_r

$$\mu = \frac{G_d}{G_r}$$

Теоретический расход воздуха определялся по уравнениям:

$$G_T = fLp_B \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_B} \left(Y_k^2 - Y^{\frac{k+1}{k}} \right)} \text{ при } Y \geq 0,528;$$

$$G_T = fLp_B \sqrt{gk \frac{1}{RT_B} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \text{ при } Y < 0,528,$$

где $Y = \frac{p_n}{p_B}$; g — ускорение свободного падения; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная; T_B — абсолютная температура в полости опорожнения; f — величина открытия перепускного канала; fL — площадь выходного сечения перепускного канала; p_B , p_n — давления воздуха соответственно: в полости опорожнения и в полости наполнения.

При определении действительного расхода воздуха через перепускные каналы учитывались перетечки воздуха по неплотностям между поршнем, втулкой и уплотняющими поршневыми кольцами.

Значение коэффициента расхода μ в зависимости от величины p_B определялись экспериментально при трех значениях p_n : 35,45 и 60 мм рт. ст. Давление p_n во всех случаях изменялось от 500 мм рт. ст. до $p_B \approx p_n$. Выбранные интервалы полностью соответствуют изменениям давлений в полостях цилиндра одноступенчатых поршневых вакуум-насосов при осуществлении процесса перепуска.

Результаты эксперимента показали, что в исследованном диапазоне изменения давлений коэффициент расхода не зависит от величины p_n и, следовательно, от величины p_n и изменяется в зависимости от величины открытия перепускного канала и отношения давлений.

Критическое отношение давлений $Y_{кр}$ во всех случаях было близко к 0,3, значение $Y_{кр}$ не зависело от глубины h и величины открытия f перепускного канала так же, как и от давления в полости опорожнения.

Экспериментальные кривые $\mu = \mu(Y)$ при различных открытиях перепускного канала можно аппроксимировать прямыми линиями, выражающимися уравнениями:

$$\begin{cases} \mu = \mu_{кр} & \text{при } Y \leq 0,3 \\ \mu = \mu_{кр} + 0,06 - 0,2 Y & \text{при } Y > 0,3 \end{cases} \quad (1)$$

Наклон прямых линий не зависит от глубины перепускного канала. Наибольшее отклонение значений μ , полученных из аппроксимации от экспериментальных значений, не превышает $8 \div 10\%$. Такие величины погрешности вполне приемлемы для расчета процесса перепуска в поршневых вакуум-насосах, так как наибольшее отклонение экспериментальных значений μ от полученных по уравнениям (1) получены в области малых f и больших Y , т. е. тогда, когда перепускается незначительная часть воздуха.

Для определения зависимости коэффициента расхода от глубины перепускного канала h продувались перепускные каналы глубиной 0,52; 0,66; 0,95; 1,63; 2,66 и 3,2 мм.

Экспериментальные данные (рис. 1) показали, что при понижении глубины перепускного канала $1 \div 1,5$ мм коэффициент расхода уменьшается незначительно, а при дальнейшем понижении — резко снижается. Следовательно, при проектировании и изготовлении поршневых вакуум-насосов не следует выбирать перепускные каналы глубиной менее $1 \div 1,5$ мм.

Поскольку при проведении испытаний температура воздуха в полости наполнения была практически равной температуре воздуха в полости опорожнения и для определения коэффициента расхода использовался метод статических продувок, можно считать, что теплообмена между воздухом и стенками перепускного канала нет, т. е. перепускной канал является теплоизолированным каналом.

Перепускные каналы на зеркале цилиндра имеют прямоугольную форму, их фрезеруют нежесткой пальцевой фрезой в несколько проходов, при этом необходима подача (вращение) цилиндра. Мелитопольским компрессорным заводом предложены перепускные каналы, выполняемые по методу продольной подачи фрезы, имеющие такую же площадь в поперечном сечении и занимающие такую же часть зеркала цилиндра, как и прямоугольные каналы. Технология фрезерования перепускных каналов по методу продольной подачи фрезы проще, так как подачу (вдоль оси) имеет только жесткая фреза большого диаметра; перепускной канал обрабатывается за один проход фрезы.

Считалось, что при указанных выше условиях эффективность обоих типов перепускных каналов одинакова.

Для оценки влияния на коэффициент расхода формы перепускного канала была проведена продувка перепускного канала, выполненного по методу продольной подачи фрезы. Сравнение полученных зависимости коэффициента расхода от величины открытия такого канала для закритической области течения (кривая I на рис. 2, а) и зависимости коэффициента расхода от величины открытия для эквивалентного прямоугольного перепускного канала (кривая II на рис. 2, а), имеющего такую же площадь в поперечном сечении и занимающего такую же часть окружности зеркала цилиндра, показало, что перепускные каналы, выполненные по методу продольной подачи фрезы, имеют значительно более низкий коэф-

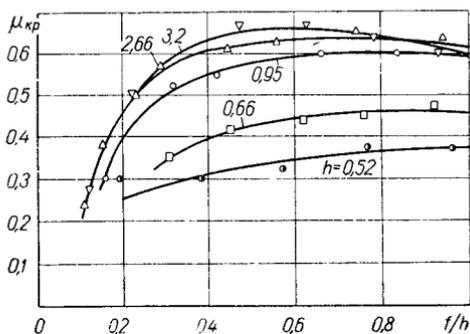


Рис. 1. Зависимость коэффициента расхода от величины относительного открытия перепускного канала.

фицент расхода. Следовательно, при их применении необходимо предусматривать соответствующее время — сечение перепуска.

Для улучшения качества перепуска принято снижать гидравлическое сопротивление перепускных каналов, уменьшая их длину. С этой целью выбирают малое число поршневых колец — в поршневых вакуум-насосах их обычно применяют от 2 до 4. Для оценки

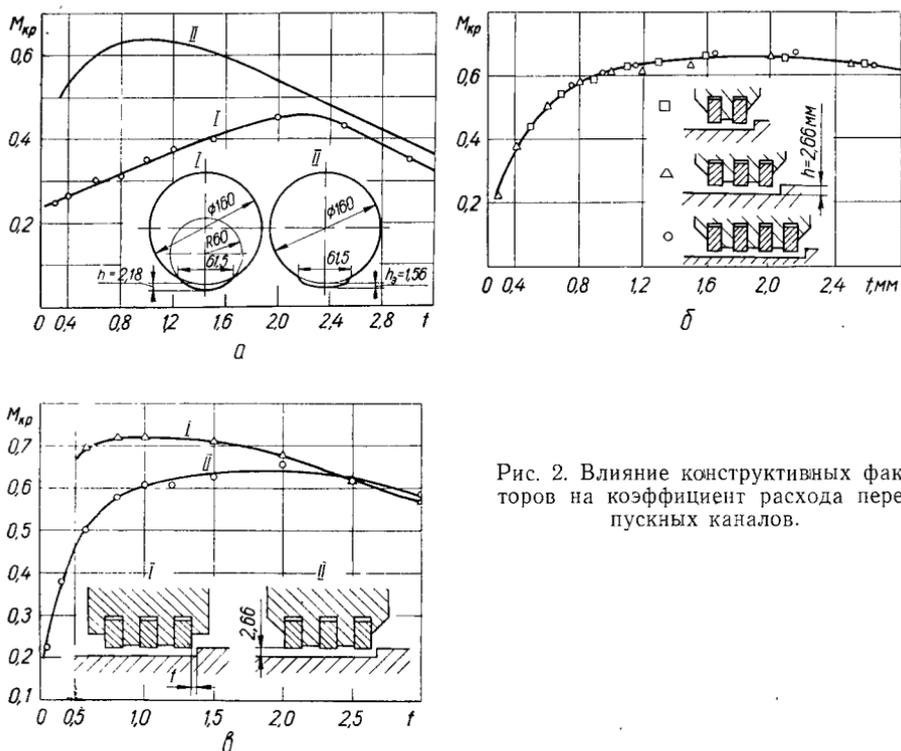


Рис. 2. Влияние конструктивных факторов на коэффициент расхода перепускных каналов.

влияния количества поршневых колец на коэффициент расхода перепускных каналов было проведено последовательное исследование перепускного канала глубиной 2,66 мм с тремя поршнями, имеющими соответственно 2, 3 и 4 поршневых кольца. Расстояния между кольцами, расстояния до крайних колец от краев поршня и высота колец имели равную величину — 4 мм.

Результаты эксперимента (см. рис. 2, б) показали, что коэффициент расхода практически не зависит от количества поршневых колец.

Открытие и закрытие перепускных каналов, выполненных на зеркале цилиндра, производится крайними поршневыми кольцами. Для обеспечения свободного выхода газа из перепускного канала поршни перед первым и после последнего поршневых колец делают специальной формы. Форма поршня влияет на организацию струи

газа, входящего в перепускной канал и выходящего из последнего. Организация струи газа, в свою очередь, влияет на коэффициент расхода перепускных каналов. Таким образом, форма поршня влияет на коэффициент расхода перепускных каналов. В настоящее время применяют поршни двух форм (см. рис. 2, в): первую форму (I) получают фрезерованием на поршне каналов, а вторую (II) — кольцевой обточкой поршня в виде фаски под углом 45°. Поршень второй формы технологичнее, но увеличивает мертвый объем.

Результаты эксперимента показали (см. рис. 2, в), что применение технологически более простого поршня с кольцевой обточкой в виде фаски под углом 45° дает снижение коэффициента расхода практически во всей области открытия перепускного канала. Зависимость $\mu = \mu(Y)$ при применении поршня с фрезерованными каналами можно, с ошибкой, не превышающей 5%, описать уравнениями:

$$\begin{cases} \mu = \mu_{кр} & \text{при } Y \leq 0,3; \\ \mu = \mu_{кр} + 0,08 - 0,27 Y & \text{при } Y > 0,3. \end{cases} \quad (2)$$

В поршневых вакуум-насосах на зеркале цилиндра выполняется несколько равномерно расположенных по окружности перепускных каналов. Выходящие из каналов струи газа могут воздействовать одна на другую и, следовательно, на течение газа по перепускным каналам. Большой практический интерес представляет определение влияния расположения перепускных каналов один относительно другого на качество процесса перепуска.

Для оценки влияния на коэффициент расхода взаимодействия выходящих из перепускных каналов струй воздуха была изготовлена сменная втулка с двумя рядом расположенными перепускными каналами. Обработка экспериментальных данных проведена следующим образом:

определялся действительный расход воздуха G_d ;

при тех же параметрах воздуха в полостях наполнения и опорожнения определялся теоретический расход воздуха для каждого канала G_{T1} и G_{T2} ;

используя ранее полученный коэффициент расхода μ , находили ожидаемый расход воздуха по уравнениям:

$$G'_{d1} = \mu_1 G_{T1}; \quad G'_{d2} = \mu_2 G_{T2}; \quad G'_d = G'_{d1} + G'_{d2};$$

проводилось сравнение действительного и ожидаемого расходов воздуха

$$K = \frac{G_d}{G'_d}.$$

В результате обработки экспериментальных данных установлено, что при открытии перепускных каналов $f=1,0$ мм $K=1,14 \div 0,993$; при $f=1,5$ мм $K=1,063 \div 1,03$; при $f=2,5$ мм $K=1,00 \div 1,038$ и при $f=3,00$ мм $K=0,96 \div 0,985$. Отсюда следует, что выхо-

дящие из перепускных каналов струи воздуха практически не влияют одна на другую.

В результате проведенных экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. Статической продувкой определены значения коэффициента расхода перепускных каналов, выполненных на зеркале цилиндра, в диапазоне давлений, которые имеют место в цилиндре вакуум-насоса системы МВТУ. Значение коэффициента расхода можно с достаточной степенью точности определить по полученным уравнениям через $\mu_{кр}$ и отношение давлений Y ; значением $\mu_{кр}$ следует задаваться по экспериментально полученным зависимостям.

2. Критическое отношение давлений в перепускном канале не зависит от глубины и величины открытия канала и давления воздуха в полости опорожнения и имеет значение, близкое к 0,3.

3. Теплообмен воздуха со стенками перепускного канала практически отсутствует.

4. Перепускные каналы, полученные по методу продольной подачи фрезы, имеют значительно более низкий коэффициент расхода, чем прямоугольные каналы (см. рис. 2, а), и поэтому при проектировании и изготовлении поршневых вакуум-насосов предпочтение следует отдавать перепускным каналам прямоугольной формы. В случае применения перепускных каналов, полученных по методу продольной подачи фрезы, необходимо предусматривать соответствующее увеличение время — сечение перепуска.

5. Количество поршневых колец, обычно применяемое в поршневых вакуум-насосах, практически не влияет на коэффициент расхода перепускных каналов (см. рис. 2, б) и, следовательно, не влияет на процесс перепуска. Поэтому количество поршневых колец следует выбирать только из соображений уменьшения внутренних протечек, габаритов и веса машины.

6. Форма поршня значительно влияет на коэффициент расхода (см. рис. 2, в). Требуется дополнительные исследования по выявлению оптимальной формы поршня, при которой для данного перепускного канала коэффициент расхода был бы наибольший. До получения дополнительных экспериментальных данных по оптимальной форме поршня следует применять поршни с фрезерованными пазами.

7. Так как струи воздуха, выходящие из перепускных каналов, практически не оказывают влияния одна на другую, при расчетах можно пользоваться экспериментальными данными, полученными продувкой одного перепускного канала. При конструировании можно располагать перепускные каналы на расстоянии 25 мм один от другого, не опасаясь снижения эффективности перепуска.

А. И. Борохович, *докт. техн. наук*
 А. Ф. Яковлев, М. Г. Колбасов, *инженеры*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ И ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ПРЯМОТОЧНЫХ КЛАПАНОВ С ПОВОРОТНЫМИ ПЛАСТИНАМИ

Долговечность и надежность работы прямоточного клапана поршневого компрессора определяется не только точностью изготовления, качеством материала, совершенством конструкции, но и достоверностью расчетных норм на прочность.

Наиболее тяжело нагруженными деталями в клапане являются запорные органы-пластины. Величина максимальных напряжений, возникающих в пластине при посадке ее на седло клапана, может быть определена аналитически по формуле

$$\sigma_{\max} = 1,41v \sqrt{\frac{E\gamma}{(1-\mu^2)g}}, \quad (1)$$

где v — скорость центра пластины в момент посадки ее на седло клапана, *м/сек*; E — модуль продольной упругости материала пластины, *кг/м²*; γ — удельный вес материала пластины, *кг/м³*; μ — коэффициент Пуассона, характеризующий материал пластины; g — ускорение свободного падения, *м/сек²*.

Формула (1) получена при допущении, что энергия сжатия пластины на участке контакта ее с седлом, местного сжатия седла и пружины значительно меньше энергии изгиба пластины и поэтому при выводе они в расчет не принимались.

Фактические напряжения, возникающие в запорных пластинах прямоточного клапана при посадке их на седло, определялись с помощью проволочных тензодатчиков. Напряжения определялись при трех скоростях посадки пластин на седло, что обеспечивалось установкой пружин с различной жесткостью.

Визуальное наблюдение движения всех пластин прямоточного клапана на различных режимах работы компрессора при разнообразных параметрах клапана (жесткости пружин, высоты подъема пластин, угла наклона гребня седла и т. п.), а также определение фактических скоростей посадки пластин на седло и ограничитель проводились с помощью скоростной киносъемки (со скоростью 1500 кадров в секунду) кинокамерой СКС-1М с отметчиком времени, регистрирующим на пленке 100 вспышек неоновой лампы в 1 *сек*. Компрессор В-300-2К, на котором проводился эксперимент перед съемкой, отключался от воздухопроводной сети и работал отдельно с целью изменения режима его нагрузки.

Гребни и торцы пластин исследуемого клапана окрашивались в белый цвет для обеспечения контрастной границы подвижных и неподвижных частей клапана; при этом создавалось двустороннее

внешнее освещение. Вместо клапанной крышки устанавливалось прозрачное органическое стекло, проверенное в лабораторных условиях на прочность при давлениях и температурах, соответствующих фактическим на компрессоре. В процессе испытания в цилиндр с исследуемым клапаном прекращалась подача смазки от лубрикатора. Поскольку съемка длится всего несколько секунд, это не отражалось на нормальной работе компрессора.

Для фиксации прихода поршня в мертвые точки применялось специальное приспособление, установленное на торце коленчатого вала компрессора. В момент прихода поршня в мертвую точку от приспособления подавался электрический импульс, что позволило контролировать четкость работы клапанов. Процесс фиксировался на обратимой киноплёнке чувствительностью 200 единиц. Скорость киноплёнки, т. е. частота кадров подбиралась с таким расчетом, чтобы положение пластин при закрытии или открытии было не менее 7—10.

Оптимальные параметры (допустимая скорость посадки, жесткость пружин, толщина пластин и т. д.) прямооточного клапана с поворотными пластинами для данного типа компрессора были получены расчетным путем, исходя из дифференциального уравнения поворота пластин.

Для нагнетательного клапана оно записывается в виде

$$\varphi^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k_n \varphi^3 = A_n [1 - \cos(2\omega t)]. \quad (2)$$

Здесь

$$A_n = \frac{3\gamma_n f_{cn} S^2 R^2 \omega^2 k_2}{4Z_n^2 b^2 (l')^2 F_n l}; \quad (3)$$

$$k_2 = \frac{[k_1(\varphi_n - \varphi) + \frac{1}{2}\xi]}{\mu^2}; \quad (4)$$

$$k_n^2 = \frac{3(c_n \frac{l}{2} - F_n)g}{2F_n l}, \quad (5)$$

где k_1 — коэффициент распределения потока газа по пластине; φ — текущий угол поворота пластины; φ_n — начальный угол положения пластины; k_n — собственная частота пластин нагнетательного клапана; f_{cn} — проходное сечение пластин нагнетательного клапана; γ — удельный вес проходящего газа; S — площадь поршня; R — радиус коленчатого вала; ω — угловая скорость коленчатого вала; k_2 — коэффициент давления потока газа на пластину клапана; ξ — коэффициент сопротивления клапана; c_n — жесткость пружин нагнетательного клапана; F_n — вес пластин нагнетательного клапана; l' — ширина пластин в месте прохода газа в седле клапана; l — ширина пластины; g — ускорение свободного падения; b — суммарная длина всех пластин; μ — коэффициент скорости газа в седле клапана.

Для всасывающего клапана дифференциальное уравнение движения пластины аналогично уравнению (3), но собственная частота пластин определяется из выражения

$$k_n^2 = \frac{3(C_B \frac{l}{2} + F_B)g}{2F_B l}. \quad (6)$$

Решение уравнения (3) после преобразования его запишется в виде

$$\varphi = \left[B_1 \cos(\nu_n t) + B_2 \sin(\nu_n t) + E_n \cos 2\omega(t + t_{1-n}) + \frac{A_n}{k_n^2} \right]^{1/3}, \quad (7)$$

где

$$B_1 = -\frac{A_n}{k_n^2} - E_n \cos(2\omega t_{1-n}); \quad (8)$$

$$B_2 = \frac{2E_n \omega}{\nu_n} \sin(2\omega t_{1-n}); \quad (9)$$

$$E_n = \frac{3A_n}{4\omega^2 - 3k_n^2}, \quad \nu_n = k_n \sqrt{3},$$

где t_{1-n} — время, прошедшее до начала рассматриваемой фазы движения; t — текущее время движения пластин.

Уравнение (7) позволяет найти оптимальную жесткость пружин и высоту подъема конца пластин при заданной толщине их для компрессора с определенной характеристикой. Задаваясь временем движения клапанных пластин, определяемым угловой скоростью коленчатого вала компрессора, построим графики движения их в различные фазы работы клапана.

Графики движения дают возможность выяснить расчетным путем соответствие параметров клапана характеристике компрессора.

Величина угловой скорости определяется дифференцированием уравнения (7)

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \frac{1}{3} [& B_1 \cos(\nu_n t_{[n+(n+1)]}) + B_2 \sin(\nu_n t_{[n+(n+1)]}) + \\ & + E_n \cos(2\omega t_{1-n})]^{2/3} [B_2 \nu_n \cos(\nu_n t_{[n+(n+1)]}) - B_1 \nu_n \sin(\nu_n t_{[n+(n+1)]}) - \\ & - 2E_n \omega \sin(2\omega t_{1-n}), \end{aligned} \quad (10)$$

где $t_{[n+(n+1)]}$ — время фазы движения клапанной пластины.

Расчетная линейная скорость концов пластин прямооточного клапана с поворотными пластинами определялась по формуле

$$v = l\varphi', \quad (11)$$

где l — ширина пластины.

Определение фактических скоростей движения концов пластин прямооточного клапана с поворотными пластинами конструкции

МГМИ в момент посадки их на седло и ограничитель проводилось дифференцированием по времени графиков пути. Графики строились на основании покадрового измерения положений пластин, заснятых на кинолентку. При этом проекция заснятого клапана была равна его натуральной величине.

В результате графических расчетов удалось установить скорости посадки пластины на седло клапана

$$v_{c_1} = 0,875 \text{ м/сек}; v_{c_2} = 1,325 \text{ м/сек}; v_{c_3} = 1,9 \text{ м/сек},$$

где c_1 ; c_2 ; c_3 — жесткость пружин.

Подставляя значения v_{c_1} ; v_{c_2} и v_{c_3} в формулу (1) и учитывая, что пластины изготовлены из стали 30ХГСА, получим

$$\sigma_{c_1} = 542 \text{ кг/см}^2; \sigma_{c_2} = 820 \text{ кг/см}^2.$$

Для регистрации напряжений при соударении пластин с седлом была подобрана специальная безынерционная аппаратура. Величину и характер напряжений регистрировали тензометрическими датчиками с базой 5 мм и сопротивлением 55 ом. Разброс коэффициента тензочувствительности не превышал $2 \div 3\%$. Сигнал с тензодатчиков усиливался тензостанцией ТД-4 и записывался на фотоленку осциллографом Н-102. Тарировка тензодатчиков производилась по общей методике с помощью балки равного сопротивления. Напряжения, возникающие в пластине, регистрировались тремя датчиками (табл. 1).

Т а б л и ц а 1. Результаты обработки осциллограмм при различных скоростях посадки пластины на седло

Номер датчика	III			I			II		
	v_{c_1}	v_{c_2}	v_{c_3}	v_{c_1}	v_{c_2}	v_{c_3}	v_{c_1}	v_{c_2}	v_{c_3}
Скорость пластин									
Величина напряжения, кг/см ²	75	134	188	500	814	1085	216	406	474

Замер напряжений в пластине по трем направлениям позволил определить величину и направление главных напряжений. Средняя величина угла наклона главных площадок, замеренная от направления большего напряжения, равна $34^\circ 14'$.

Расхождение величины теоретических и экспериментальных напряжений между собой не превышают в среднем 10% (табл. 2). Следовательно, можно рекомендовать конструкторам при проектировании клапана оценивать напряжения в пластине по вышеприведенной формуле.

Фактическая скорость, полученная на основании съемки реального процесса, показала, что она ниже расчетной на $20\text{—}40\%$. На основании анализа фотографий было установлено, что открытие четырех центральных пластин запаздывает на $2,5\%$, а крайних на $10\text{—}15\%$ от расчетного времени и что закрытие четырех централь-

Таблица 2. Теоретические и экспериментальные величины напряжений для различных скоростей и экспериментальные величины главных напряжений в пластине

Наименование показателей	Скорость пластины (датчик I)		
	v_{c_1}	v_{c_2}	v_{c_3}
Теоретическая величина напряжений, $кг/см^2$	542	820	1175
Величина главных напряжений, полученных в результате эксперимента, $кг/см$	616	875	1278
Расхождение теоретической и экспериментальной величины напряжений, проц.	14	7	9

ных пластин происходит более плавно и с запаздыванием на 7—12, а крайних пластин — на 3—4% от расчетного времени.

При значительной жесткости пружин на протяжении всего процесса всасывания и нагнетания пластины клапана совершают колебательное движение между ограничителем и седлом с уменьшающейся амплитудой к концу процесса.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ХИМИЧЕСКОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

А. Х. Сафин, инженер

ПРЕДЕЛЫ ПЛАВНОГО СНИЖЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ОТЖИМЕ ВСАСЫВАЮЩИХ КЛАПАНОВ И ДИНАМИКА ОТЖИМНОГО УСТРОЙСТВА И КЛАПАНА

Динамический отжим всасывающих клапанов является одним из простых и экономичных способов изменения производительности поршневых компрессоров. Действие его основано на использовании переменного давления обратного потока газа, выталкиваемого из цилиндра через всасывающий клапан, удерживаемый в открытом состоянии. В зависимости от удерживающего усилия, создаваемого рабочими пружинами отжимного устройства, клапан закрывается на различных точках по ходу сжатия. Регулируя усилие рабочих пружин можно плавно изменять момент закрытия всасывающего клапана, а следовательно, и количество остающегося в цилиндре газа.

Несмотря на широкое применение как в отечественном, так и в зарубежном компрессоростроении, этот способ до настоящего времени оставался малоисследованным. Не было ясности в вопросах возможных пределов плавного снижения производительности. Имеющиеся формулы [1] давались исходя из предположения мгновенного закрытия клапана, тогда как в действительности он закрывается с некоторым запаздыванием.

Для выяснения условий совместной работы всасывающего клапана и отжимного устройства в режимах сниженной производительности для исследования динамики этой системы и пределов плавного изменения производительности компрессора в ЛенНИИХиммаше была получена система дифференциальных уравнений, описывающих движение пластины всасывающего клапана с совместно движущимися элементами отжимного устройства и изменение потери давления в клапане при обратном выталкивании в виде:

$$\frac{d^2\psi}{d\alpha^2} + \Pi_1(1 - \psi) - (\psi^{-0,62} \kappa - \kappa_0)\Pi_2 = 0;$$

$$\frac{d\kappa}{d\alpha} = - \frac{2\sqrt{2}\kappa}{f(\alpha)\pi M_0} \cdot \frac{\psi}{\psi^{0,55}} \left(1 - \frac{0,3\kappa}{1+\kappa}\right) (1 + \kappa)^{\frac{2\kappa-1}{2\kappa}} - k(1 + \kappa) \frac{f'_\alpha}{f(\alpha)},$$

где $\psi = h/h_0$ — относительный ход пластины; α — угол поворота вала; $\kappa = (p - p_{вс})/p_{вс}$ — относительная потеря давления; $\Pi_1 = \frac{hz + NZ}{m\omega^2}$, $\Pi_2 = \frac{\rho_0 p_{вс} f_c}{m\omega^2 h_0}$ безразмерные обобщенные параметры;

k — показатель адиабаты газа; M_0 — критерий скорости потока при обратном выталкивании газа через полностью открытый всасывающий клапан; h — путь, пройденный пластиной (положительное значение отсчитывается от седла к ограничителю), m ; h_0 — полная высота подъема пластины, m ; p — переменное давление в цилиндре, n/m^2 ; $p_{вс}$ — номинальное давление всасывания, n/m^2 ; hz и NZ — суммарная жесткость всех пружин соответственно клапана и отжимного устройства, n/m ; m — расчетная масса подвижных элементов, системы, $кг$; ω — угловая скорость вращения вала; ρ — коэффициент давления обратного потока для полностью открытого всасывающего клапана; f_c — площадь прохода в седле, m^2 ; κ_0 — относительная потеря давления в клапане в момент начала движения пластины. Величина κ_0 характеризует глубину введения отжимного устройства и определяется усилием рабочих пружин, регулируемым изменением положения траверсы, несущей отжимные пальцы, относительно клапана.

Система уравнений исследована с помощью ЭВМ при $k=1,4$ и при значениях обобщенных параметров, назначенных на основе статистического анализа данных существующих компрессорных установок. Было установлено, что под влиянием инерции подвижных элементов системы процесс выталкивания затягивается, что приводит к значительному запаздыванию закрытия клапана и, следовательно, к расширению пределов плавного изменения производительности (рисунок). Начало сжатия $V_1, V_2...$ смещается далеко за предполагавшиеся ранее точки $A_1, A_2...$ при условии мгновенности закрытия. Величина запаздывания, в сильной мере зависящая от параметров Π_2 и M_0 , занимает существенную часть хода поршня и пренебрежение ею приводит к значительным ошибкам. При постепенном увеличении κ_0 (т. е. увеличении усилия рабочих пружин) на кривой повышения давления появляются выпуклость и нисходя-

щие участки ($A_5—B_5, \dots A_{12}—B_{12}$). Наконец, при достаточно большом κ_0 функция κ (α) уже не имеет восходящего участка, переходящего за точкой В в политрону сжатия (режим $A_{13}—B_{13}$); всасывающий клапан остается открытым в течение всего оборота вала.

Видоизменение кривых происходит непрерывно, поэтому теоретически можно достичь любого запаздывания закрытия и любой

степени снижения производительности регулируемой полости. Однако эксперименты показали, что режимы с развитыми нисходящими ветвями на участке $A_i—B_i$ недостаточно устойчивы. Здесь незначительные случайные воздействия могут перевести клапан на режим полного отжима, когда производительность полости падает до нуля. Предельным вполне устойчивым является режим без нисходящей ветви, при котором касательная к кривой повышения давления в точке прогиба принимает горизонтальное положение ($A_{10}—B_{10}$).

В общем случае предел плавного снижения производительности регулируемой полости в долях от полной производительности вычисляется по формуле

$$\sigma_{\min} = \frac{S_{0\min} - a(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)}{1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{m_0}} - 1)} \cdot \frac{\lambda T}{\lambda T_0},$$

где $S_{0\min}$ — относительный путь поршня, соответствующий точке условного начала сжатия (т. е. точке пересечения обратного продолжения политропы сжатия с линией номинального давления всасывания) в предельном устойчивом режиме и отсчитываемый от положения поршня в момент расширения; $\varepsilon_0, \varepsilon_{T_0}$ и $\lambda, \lambda T$ — отношение давлений и тепловой коэффициент соответственно: в режимах полной и сниженной производительностей; a — относительное мертвое пространство.

Снижение P_2 и увеличение M_c расширяют диапазон плавного изменения производительности. При сохранении постоянным отношения давлений I ступени в ряде случаев возможно плавное снижение производительности регулируемой полости до нуля, что подтверж-

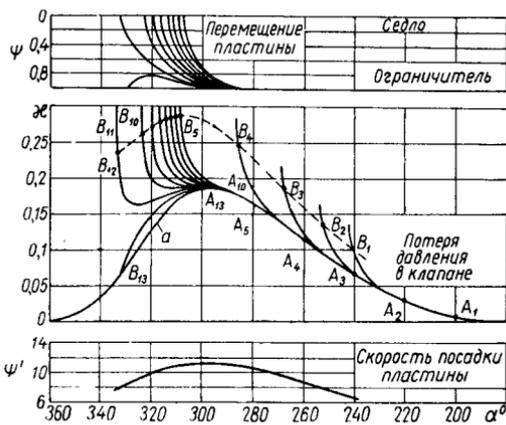


Рис. Процесс выталкивания газа из цилиндра во всасывающую полость по безразмерным диаграммам ($P_1=25; P_2=300; M_0=0,3$):

a — кривая потери давления в полностью открытом клапане; $A_1—B_1, A_2—B_2, \dots$ — процесс выталкивания газа в период закрытия клапана в разных режимах регулирования

дается также экспериментами, проведенными на компрессоре 200В-10/8.

При отжиме клапанов I ступени многоступенчатого компрессора найденные пределы в отдельных случаях могут быть дополнительно ограничены величиной $\sigma_{\min} = 1/\varepsilon_{01}$, соответствующей выключению I ступени из-за падения отношения давления в ней до единицы, когда газ будет проходить через нее транзитом, не сжимаясь (ε_{01} — первоначальное отношение давлений), а также допустимой температурой нагнетания последней ступени.

Напряжения в пластине клапана во многом определяются скоростью ее посадки на седло или ограничитель подъема. Существует представление, что при динамическом отжиме всасывающего клапана возрастают скорости ударов пластины о седло и об ограничитель, особенно интенсивно — о седло, и, следовательно, применение этого способа значительно сократит срок службы клапанных пластин.

Такое представление основано на ошибочном отождествлении запаздывания закрытия в режиме полной производительности компрессора и задержки закрытия при регулировании.

Особенностью работы клапана при динамическом отжиме является то, что по мере снижения производительности увеличиваются прогиб и усилие отжимных пружин и одновременно возрастает их демпфирующее влияние на движение пластины. Исследования показали, что скорости посадки пластины на седло по мере снижения производительности возрастают лишь до определенного предела, достигнув который в некотором промежуточном режиме, начинают затем снижаться, обычно оставаясь ниже скоростей ударов об ограничитель. Теоретически при полной производительности должна быть наименьшая скорость посадки пластины на седло. Но это возможно только в том случае, когда пружина клапана подобрана идеально, и пластина начинает движение таким образом, что она, перемещаясь до плавной траектории, опускается на седло точно в момент, когда поток газа через клапан изменяет направление. В действительности же пластина начинает движение или с запаздыванием, или преждевременно, часто попадает в режим автоколебаний, при этом скорости ударов о седло приближаются к скоростям ударов об ограничитель. В таких случаях с введением в действие отжимного устройства происходит сглаживание траектории движения пластины и значительное первоначальное снижение скоростей посадки на седло. Поэтому наибольшая скорость посадки на седло нередко может иметь место при полной производительности.

Экспериментальными исследованиями на лабораторных стендах, созданных на базе воздушных компрессоров ВП-20/8 и 200В-10/8, было установлено, что силовое воздействие отжимных пальцев со стороны седла вызывает преждевременное отрывание пластины при недостаточной разности давлений и создает демпфирующий эффект при движении к ограничителю: по мере отхода пла-

стины от седла усилие пружин падает, а перепад давлений еще слаб для открытия пластины с прежней скоростью.

Вследствие этого скорости посадки пластины на ограничитель при динамическом отжиге существенно снижаются: на компрессоре ВП-20/8 — от 1,86 м/сек ($\sigma=1$) до 1,36 м/сек ($\sigma=0,58$); на компрессоре 200В-10/8 — от 2,4 м/сек ($\sigma=1$) до 1,3 м/сек ($\sigma=0,125$). Это обстоятельство весьма важно с точки зрения прочности пластины при этом способе регулирования, так как скорости ударов об ограничитель обычно 3÷5 раз превышают скорости ударов о седло.

Г. Н. Чекушкин установил [4], что многочастотные вибрационные напряжения, возникающие в пластине при ее ударе, не зависят от того, происходит ли удар по седлу или по плоскому ограничителю подъема. Руководствуясь этими данными, можно сделать вывод, что из-за снижения скоростей ударов об ограничитель при ограниченном росте скоростей ударов о седло при динамическом отжиге должны снижаться и максимальные напряжения в пластине, имевшие место в режиме полной производительности при открывании клапана. Поэтому опасаться увеличения напряжений в пластине в данном случае нет оснований.

Однако при отжиге только части всасывающих клапанов рост скорости ударов о седло может стать чрезмерным, превысит скорости ударов об ограничитель и тем самым ухудшит условия работы клапана. Поэтому при расчете отжимного устройства и при выборе количества отжимаемых клапанов следует расчетным путем оценивать максимальную скорость ударов о седло, возможную при динамическом отжиге.

Абсолютное значение максимальной скорости посадки пластины на седло, определяемое по формуле

$$w_{\max} = \psi^1 \omega h_0 \text{ м/сек,}$$

не должно превышать допустимого значения, которое предварительно может быть принято равным 2,0÷2,5 м/сек (большие значения — для меньших диаметров пластин) и уточнено дальнейшими прочностными исследованиями. В противном случае надо уменьшить величину M_0 , увеличив количество одновременно отжимаемых клапанов, выбрав клапаны большего проходного сечения, или уменьшить высоту подъема пластины h_0 .

Величину ψ' не следует уменьшать за счет увеличения массы отжимных пальцев, так как после закрытия клапанов отжимные пальцы отрываются от пластины и, продолжая свое движение, сжимают дополнительно свои пружины, затем возвращаются и производят по пластине удары [3], интенсивность которых тем больше, чем больше масса пальца и скорость посадки пластины на седло. Для ослабления ударов, вызывающих наклеп пластин, напротив, важно уменьшение массы пальцев.

В ЛенНИИхиммаше положительные результаты в этом направлении были достигнуты при отжимных пальцах из дюралюминия, но самым лучшим материалом оказался капрон марки В₁ по-

МРТУ-6-05-988—66. Этот материал надежно работает без смазки и отличается малой плотностью, составляющей 1140 кг/м^3 . Отжимные устройства с капролоновыми пальцами практически устранили наклеп пластин и оказались надежными в длительных испытаниях на компрессоре 200В-10/8 с частотой вращения 12 сек^{-1} .

Анализ опыта эксплуатации отжимных устройств крупных поршневых компрессоров на химкомбинатах страны позволил вскрыть причины, которые приводили к снижению требуемых пределов изменения производительности. Было установлено, что для обеспечения требуемого диапазона регулирования при выборе усилия рабочих пружин важно учитывать возможные отклонения их размеров, а также отклонения силы пружин клапана от номинальных значений. В противном случае действительное усилие рабочих пружин может оказаться ниже требуемого на $20 \div 25\%$. Необходимо также, чтобы усилия рабочих пружин были распределены пропорционально площадям отдельных пластин клапана — при произвольном распределении общего усилия происходит преждевременное закрытие всех пластин. При этом увеличиваются также скорости их посадки.

На значительной части хода траверсы производительность компрессора не снижается, а в рабочей области характеристики (нисходящая ветвь), при перемещениях траверсы, — резко изменяется. Это затрудняет установку требуемого значения производительности в процессе эксплуатации и настройку параллельно работающих устройств на одинаковую глубину регулирования. Для обеспечения приблизительно пропорционального снижения производительности на всем пути перемещения траверсы жесткость и предварительный (установочный) прогиб рабочих пружин должны приниматься такими, чтобы усилие их предварительного прогиба было равно алгебраической сумме сил пружин открытого клапана и вертикальной составляющей веса подвижных элементов системы.

Исследование зависимостей, описывающих процесс выталкивания газа из цилиндра компрессора во всасывающую полость при динамическом отжиме, позволило выяснить условия совместной работы всасывающего клапана и отжимного устройства в режимах регулирования. Установлено, что влияние инерции подвижных элементов системы приводит к запаздыванию закрытия клапана и к расширению пределов плавного изменения производительности. Показано, что запаздывание закрытия, зависящее от динамики системы, является весьма значительным и его необходимо учитывать в расчете системы регулирования.

По мере снижения производительности динамическим отжимом скорости ударов о седло возрастают до определенного предела в промежуточном режиме, и, достигнув максимума, идут затем на убыль. Скорости ударов об ограничитель подъема при уменьшении производительности существенно снижаются. В работе дан подтверждаемый экспериментами метод расчетного определения максимальной скорости удара пластины о седло.

Границы применимости динамического отжима шире, чем это предполагалось ранее. При использовании отжимных пальцев из капролона этот способ с успехом может быть применен на компрессорах повышенной быстроходности до скоростей вращения ~ 12 об/сек (700—750 об/мин).

По результатам исследований составлена методика расчета отжимного устройства, входящая составной частью в разработанный ЛенНИИхиммашем технический материал по расчету и конструированию исполнительных устройств для изменения производительности поршневых компрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крючков А. Д. Автоматизация компрессорных установок. М.—Л., Машгиз, 1963.
2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
3. Лапаев А. Н., Сафин А. Х. и др. Экспериментальные исследования регулирования производительности поршневых компрессоров динамическим отжимом всасывающих клапанов. Труды ЛенНИИхиммаша, 1965, № 1.
4. Чекушкин Г. Н. Исследование динамики самодействующих клапанов поршневых компрессоров. Автореферат кандидатской диссертации. Л., 1966.

УКМЕРГСКИЙ ЗАВОД «ВЕНИБЕ»

Б. А. Спектор, инженер

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПРЯМОТОЧНЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Самодействующие прямоточные клапаны поршневых компрессоров, выпускаемые укмергским заводом «Венибе», работают на 560 предприятиях нашей страны.

Результаты испытаний, проведенных заводом и ЛенНИИхиммашем, а также многочисленные отзывы предприятий свидетельствуют о высокой надежности и долговечности прямоточных клапанов.

Организация специализированного производства прямоточных клапанов на заводе «Венибе» позволила разработать типовые технологические процессы с применением прогрессивных заготовок, групповой универсальной переналаживаемой оснастки и высокопроизводительного специального оборудования.

Для контроля качества изготовленных деталей, а также сборки и разборки прямоточных клапанов применены оригинальные приборы и стенды [1]. Наиболее ответственной и наименее надежной деталью прямоточных клапанов является пластина, изготавливаемая из стали Х15Н9Ю. После штамповки на пластине в пазах и по контуру остаются микротрещины и заусенцы, которые могут служить источником образования трещины. Эти дефекты изготовления устраняются на установке модели УСН-1, где электрохимическим спо-

собом в потоке электролита снимается в пазах и по контуру дефектный слой (0,15—0,20 мм на сторону обрабатываемого паза). Одновременно снимаются заусенцы и округляются кромки язычка на прямолинейном участке. После обработки чистота поверхности паза и кромки пластины достигает $\nabla 6$. Внедрение дефектоскопического контроля даст возможность контролировать качество не только клапанной ленты, но и непосредственно пластин.

Правильность сборки прямооточных клапанов контролируется на стенде для проверки клапанов на плотность. В процессе производства клапанов было установлено, что на плотность клапана существенное влияние оказывают геометрия ленты, чистота поверхности седел, а также усилие насадки кольца крепления со стороны входа и выхода газа. Изготавливаемая отечественной промышленностью клапанная лента Х15Н9Ю имеет недопустимые для изготовления клапанных пластин отклонения по «пропеллерности», рулонности и желобчатости. Как выяснилось в процессе испытаний, плотность клапанов, имеющих «пропеллерность» или рулонность пластин, не может быть увеличена. Пластины, имеющие подобные дефекты, подлежат выбраковке.

На плотность прямооточных клапанов влияет желобчатость пластин. При различных перепадах давления оптимальная величина желобчатости пластин, с точки зрения плотности клапанов, находится в пределах 0,5—0,7 мм. Это можно объяснить следующим образом. Плоская пластина или имеющая желобчатость до 0,5 мм неплотно прилегает к седлу, и воздух утекает через щель между свободным концом язычка пластины и седлом. При увеличении желобчатости пластин свыше 0,7 мм свободный конец язычка пластины плотно прижат к седлу, но воздух утекает через боковую щель, которая увеличивается с увеличением желобчатости пластин. В подавляющем большинстве случаев при желобчатости пластин 0,5—0,7 мм прямооточные пластины имеют высокую плотность.

Весьма ответственной операцией при сборке прямооточных клапанов является напрессовка колец крепления со стороны входа и выхода газа. Кольцо крепления, насаженное со стороны входа газа с малым усилием, не сжимает пакета и воздух утекает через щели между седлом и пластиной. Если со стороны выхода газа насадить кольца с большим усилием, седла в клапане деформируются и края пластины отходят от седла. Оптимальное усилие напрессовки кольца крепления со стороны входа и выхода газа можно определить по формулам, предложенным в работе [2].

Теоретические зависимости были проверены на специальном стенде для насадки колец крепления на всех типоразмерах клапанов. Расхождение между теоретическими и экспериментальными данными не превышало 20 и 16%.

В результате испытаний непосредственно на компрессоре установлено, что плотность прямооточных клапанов через 100—150 ч работы возрастает в 5—6, а в отдельных случаях — в 16 раз, и при этом повышается производительность и снижается удельный рас-

ход мощности. Подтверждено, что клапаны, имеющие перед установкой на компрессор большую плотность, прирабатываются быстрее, а компрессор с такими клапанами показывает более высокие параметры.

Испытание в лабораторных условиях и в эксплуатации прямооточных клапанов с пластинами из различных материалов показали, что поломки пластин носят усталостный характер. Механические разрушения пластин следует рассматривать как результат развития трещины. Различные виды разрушения характеризуются характером расположения трещин в пластине. Усталостная трещина распространяется, обычно, по телу зерна, в то время как при длительном статическом нагружении в условиях повышенной температуры разрушение происходит по его границам. Характерно, что у подавляющего большинства разрушенных пластин трещины распространяются по телу зерна, и причиной поломки является попадание под пластину твердых частиц (спекшегося кокса, механического скрапа и др.).

Подобного рода поломки можно предотвратить, устанавливая перед всасыванием первой ступени компрессора металлические конусные сетки, которые легко изготовить в любой ремонтной мастерской. Снижения производительности или повышение удельного расхода мощности при установке сеток не наблюдается.

Испытание нового материала для клапанных пластин, определение влияния различных концентраторов напряжения, а также геометрии пластины на ее долговечность проводятся непосредственно на компрессоре и вызывают материальные затраты и большую потерю времени. Возникает настоятельная необходимость в проведении ускоренных испытаний клапанных пластин, позволяющих в десятки и сотни раз более короткие сроки получить столь же достоверные результаты, что и при испытаниях на компрессоре.

Для проведения ускоренных испытаний клапанных пластин прямооточных клапанов на укмергском заводе «Венибе» сконструирован и изготовлен специальный стенд, на этом стенде пластина зажимается с помощью винта между седлом и ограничителем и приводится в движение газом, поступающим на сети. Движение пластин фиксируется с помощью электронной аппаратуры.

По результатам испытаний на стенде большого количества клапанных пластин удалось оценить не только среднюю длительность безотказной работы и ее дисперсию, но и функцию распределения.

На заводе «Венибе» накоплен достаточный статистический материал по работе клапанов в компрессорах общего назначения. По мере накопления материала будет решаться вопрос о сроках службы клапанов на компрессорах высокого давления, а также машинах, сжимающих легкие, агрессивные и загрязненные газы.

Важную роль в расчете и выборе параметров прямооточных клапанов играет дифференциальное уравнение движения его пластин. Зная закон движения язычка пластины прямооточного клапана, можно выбрать такое сочетание расчетных характеристик, которое

бы соответствовало требованиям, связанным с долговечностью и экономичностью клапана.

Уравнение движения язычка пластины прямооточного клапана имеет вид

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} + \nu^2 h = \frac{3}{8} \rho_r B \kappa - \frac{12Fl}{l_1^2} y (l_1^2 + 4y^2)^{-0.5},$$

где h — высота подъема пластины; φ — угол поворота коленчатого вала; $\nu = \frac{\alpha}{\omega}$, где α — частота собственных колебаний, ω — угловая скорость; ρ_r — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления; $B = \frac{P f_{пл}}{m_{пр} \omega^2}$, где P — сумма всех сил, приведенных к концу язычка; $f_{пл}$ — площадь язычка пластины; $m_{пр}$ — приведенная масса язычка пластины; κ — относительная потеря давления ($\kappa = \frac{\Delta p}{p}$); l_1 — длина язычка пластины; y — величина желобчатости.

Уравнение (1) является общим как для всасывающих, так и для нагнетательных прямооточных клапанов, и показывает, что закон движения язычка пластины зависит от условий работы клапана: числа оборотов компрессора, номинального давления газа, протекающего через клапан, геометрических размеров пластин и седел клапана, величины желобчатости.

Решение полученного уравнения движения язычка пластины совместно с уравнением потерь давления [2] методом математического моделирования на аналоговых машинах позволит определить скорость движения язычка пластины к седлу и ограничителю, давление газа в цилиндре в конце закрытия клапана, время закрывания клапана.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кишикс В. К., Спектор Б. А. Стенды и приборы для изготовления и контроля прямооточных клапанов. «Технология химического и нефтяного машиностроения», 1966, № 7.
2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1969.
3. Гнеденко Б. В. Вопросы теории испытаний изделий на качество и надежность. «Стандарты и качество», 1967, № 5.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им Н Э БАУМАНА

В. Д. Лубенец, докт. техн. наук,
Т. С. Дегтярева, инженер

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВАКУУМ-НАСОСА 2ВНП-3-МВТУ В КАБЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Мелитопольский компрессорный завод выпускает поршневые вакуум-насосы 2ВНП-3 с золотником, выполненным в виде поршня,

что увеличивает быстроходность и упрощает регулировку насоса. Производительность насоса при 95% вакуума составляет 3 м³/мин, остаточное давление не превышает 2—3 мм рт. ст., число оборотов — 220 об/мин. Использование этих насосов для вакуумной сушки силового кабеля осложняется тем, что приходится откачивать газы с большим содержанием водяных паров и паров пропиточной массы, а конденсация паров в золотниковой камере вакуум-насоса, как показывает опыт, может привести к заклиниванию золотников. Одним из способов избежания конденсации является повышение температуры откачиваемой среды в золотниковой камере, что достигается уменьшением количества подаваемой в цилиндр охлаждающей воды. Как известно, ухудшение охлаждения ведет к увеличению политроп сжатия n и обратного расширения m .

Для того чтобы оценить, насколько изменяются характеристики вакуум-насоса при увеличении показателей политроп n и m по сравнению с расчетными, произведено сравнение теоретических объемных и энергетических характеристик насоса, построенных при значениях n и m от 1 до 1,4.

Влияние n и m на производительность насоса оценивалось по изменению объемного коэффициента λ_0 . Значение λ_0 определялось из индикаторных диаграмм [1]. Для одноступенчатого режима работы насоса $p_{вс} > 100$ мм рт. ст.

$$\lambda_{0I} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e - (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)(E'_I + F_I \tau)^{\frac{1}{m}} \dots, \quad (1)$$

где $E'_I = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e}{1 + 2\varepsilon_0}$; $F_I = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{1 + 2\varepsilon_0}$; $\tau = \frac{p_2}{p}$;

$\varepsilon_0, \varepsilon_e, \varepsilon_i$ — относительные величины потерь хода поршня. Для двухступенчатого режима при $p_{вс} < 100$ мм рт. ст.

$$\lambda_{0II} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e - (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)(E'_{II} + F'_{II} \tau)^{\frac{1}{m}} \dots, \quad (2)$$

где $E'_{II} = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e}{1 + 2\varepsilon_0 - \left[\frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + k(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon'_{30л})} \right] \sigma^n}$;

$$F'_{II} = \frac{\left[\frac{k(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)\varepsilon_{0.30л}(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon'_{30л})^{1-m_3}}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + k(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon'_{30л})} \right] \sigma^n}{1 + 2\varepsilon_0 - \left[\frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + k(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon_{30л})} \right] \sigma^n}$$
;
$$\sigma = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + k(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon'_{30л})}{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + k(\varepsilon_{0.30л} + \varepsilon'_{30л})}, \quad \varepsilon'_{30л} = \frac{r + i}{2r};$$

r — радиус кривошипа золотника; i — внешняя перекрышка; k — отношение описанных объемов полости золотника и полости цилиндра; n — показатель политропы совместного сжатия; m_3 — показатель политропы расширения газа в полости золотника.

Влияние показателей политроп сжатия и расширения на объемный коэффициент исследовалось аналитическим способом. Для этого подсчитывалось значение λ_0 по уравнениям (1) и (2) при различных значениях m_3 , m и n . При подсчетах принимались значения:

$$\varepsilon_0 = 0,037; \varepsilon_{0,зол} = 0,067; \varepsilon_i = 0,072; \varepsilon_e = 0,072; \varepsilon_a = 0,027; \varepsilon'_{зол} = 0,757; k = 0,18.$$

Учитывая, что область рационального использования быстроходного вакуум-насоса не распространяется на случай одноступенчатого сжатия подробного анализа для режимов одноступенчатого сжатия не производилось.

Увеличение мертвого пространства золотниковой полости m_3 ведет к увеличению λ_0 , тем большому, чем больше τ . При $\tau = 100$ увеличение m_3 с 1,0 до 1,3 увеличивает объемный коэффициент с 0,82 до 0,847, т. е. в 1,03 раза, а при $\tau = 400$ такое же изменение m_3 дает увеличение λ в 1,16 раза, т. е. с 0,668 до 0,775.

Показателю политропы обратного расширения газа в цилиндре m давались значения 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; при значениях $n = 1,0$ и $m_3 = 1,0$. При увеличении m так же, как и при увеличении m_3 происходит увеличение λ_0 , причем это увеличение тем больше, чем больше τ . Так, при $\tau = 100$ увеличение m с 1,0 до 1,3 дает увеличение m с 0,82 до 0,847, т. е. в 1,03 раза, а при $\tau = 400$ то же изменение m увеличивает λ_0 с 0,667 до 0,756, т. е. в 1,14 раза.

Из рисунка, на котором представлены зависимости λ_0 от τ при различных значениях показателя политропы сжатия газа n и при $m_3 = 1$ и $m = 1,0$ следует, что увеличение значения n резко снижает

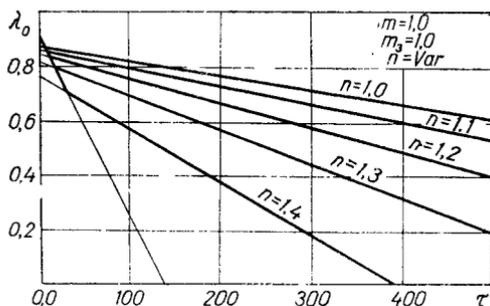


График зависимости λ от τ при различных значениях показателя политропы сжатия n .

объемный коэффициент $\lambda_{оп}$. При отношении давлений нагнетания и всасывания $\tau = 100$ изменение n с 1,0 до 1,4 уменьшает λ_0 с 0,82 до 0,57, т. е. в 1,44 раза. При больших τ и при тех же изменениях n объемный коэффициент уменьшается еще более интенсивно.

Оценка возможного (при ухудшении охлаждения) изменения объемного коэффициента производилась также при повышенном значении как n , так и m . Увеличение

λ_0 за счет некоторого повышения показателя m в этом случае шло в запас. Задавая показателю политропы сжатия газа n различные значения при $m = 1,1$ и $m_3 = 1,0$, определяли зависимости объемного коэффициента от отношения давления нагнетания и всасывания. Характер зависимостей показывает, что при одновременном увеличении показателей политроп n и m объемный коэффициент умень-

шается в меньшей степени, чем при увеличении одного показателя политропы сжатия n .

Сравнение объемных коэффициентов при различных значениях показателей политроп n , m и m_3 позволяет сделать вывод, что ухудшение охлаждения быстроходного вакуум-насоса не приведет к значительным потерям производительности при отношениях давлений нагнетания и всасывания $\tau < 100$. Однако возможность ухудшения охлаждения цилиндра вакуум-насоса должна рассматриваться также и с точки зрения допускаемой конечной температуры сжатия.

Из проведенного анализа можно дать рекомендации по уменьшению опасности конденсации паров воды и смол в золотниковой камере в случае работы насоса в технологических циклах кабельного производства. Для этого следует повысить температуру стенок золотниковой камеры, уменьшая количество охлаждающей жидкости.

Влияние n и m на величину индикаторной мощности вакуум-насоса оценивается по изменению среднего индикаторного давления p_i , так как значение индикаторной мощности пропорционально среднему индикаторному давлению.

p_i получено из упрощенной индикаторной диаграммы [2].

Для одноступенчатого и двухступенчатого режимов при значениях показателя политропы сжатия: $n = 1,0$; $n = 1,2$; $n = 1,4$.

Аналитическое исследование влияния показателя политропы сжатия на среднее индикаторное давление показало, что при одноступенчатом режиме сжатия в зоне максимальной мощности повышение показателя политропы сжатия с 1,0 до 1,4 увеличивает индикаторную мощность \sim на 20%. А в зоне давлений, где рекомендуется применение насосов системы МВТУ, влияние показателя политропы оказывается менее существенным, причем оно ослабевает с уменьшением давления всасывания.

Таким образом, и объемные, и энергетические характеристики, полученные аналитически при $n > 1$ и $m > 1$ в режиме $p_{вс} = 10$ мм рт. ст., близки к расчетным при $n = 1$ и $m = 1$.

Следовательно, уменьшение количества охлаждающей воды не приведет к ухудшению энергетических показателей насоса и, кроме того, обеспечит экономию воды при эксплуатации насоса. Увеличением же мощности и уменьшением объемного коэффициента λ_0 в начальный период работы насоса (при одноступенчатом режиме) можно пренебречь, так как этот период составляет по времени меньше 10% от продолжительности всего режима сушки.

В результате проведенных исследований можно сформулировать следующие выводы:

вакуум-насос 2ВНП-3 может быть использован в режиме вакуумной сушки силового кабеля;

ухудшение охлаждения цилиндрического блока в целях предотвращения конденсации паров в цилиндре, в области давлений, применяемых в кабельной промышленности, незначительно влияет на объемные и энергетические характеристики вакуум-насоса;

уменьшение количества подаваемой охлаждаемой воды в вакуум-насос уменьшает не только вероятность конденсации паров в цилиндре, но и сокращает эксплуатационные расходы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование и расчет компрессоров, вакуум-насосов и детандеров. Труды МВТУ. Вып. 95, М., 1960.

2. *Пластинин П. И.* Исследование работы быстроходного поршневого вакуум-насоса с золотником поршневого типа. Автореферат. М., 1964.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ПРОЕКТНЫЙ ИНСТИТУТ ПРОМЭНЕРГО

В. С. Золотаревский, *канд. техн. наук,*
З. З. Рахмилевич, *инженер*

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ АГРЕГАТОВ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ОБЪЕКТАХ ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На компрессорных цилиндрах газомоторных компрессоров применяются пять типов самодельствующих клапанов — кольцевые, дисковые, грибовые, прямоточные стальные и прямоточные алюминиевые. В результате сравнительных испытаний нами установлено, что кольцевые, дисковые и грибовые клапаны по своим газодинамическим характеристикам, надежности и долговечности мало чем отличаются друг от друга — наблюдаемые расхождения находятся в пределах точности измерений и расчетов. Значительно экономичнее прямоточные клапаны (табл. 1).

Т а б л и ц а 1. Результаты испытаний компрессорного цилиндра диаметром 197 мм с различными типами клапанов
($P_{вс} = 25 \text{ кг/см}^2$, $P_{наг} = 55 \text{ кг/см}^2$, $n = 300 \text{ об/мин}$)

Клапан	Производительность		Индикаторная мощность		Удельный расход мощности на 1000 $\text{мм}^3/\text{ч}$	
	$\text{м}^3/\text{ч}$	проц.	л. с.	проц.	л. с.	проц.
Кольцевой	7840	100	295	100	37,6	100
Дисковый	7860	100	296	100	37,6	100
Грибовый	7680	98	288	98	37,6	100
Прямоточный стальной	8120	103	273	93	33,7	90
То же алюминиевый	7920	101	276	94	34,9	93

Полученные результаты позволили в дальнейшем сосредоточить внимание на сравнительном изучении только двух типов клапанов — кольцевого и прямоточного. Как показали длительные эксплуатационные исследования, средняя продолжительность работы

прямоточных клапанов составила около 8000 ч, а кольцевых не превышает 3000—3500 ч.

Положительный опыт применения прямоточных клапанов при перепаде давлений 30 кг/см^2 позволил приступить к широкому исследованию характеристик компрессорных цилиндров в диапазоне малых, средних и высоких давлений при широком варьировании степени повышения давления. Испытания велись в промышленных условиях на компрессорных станциях магистральных газопроводов, на газобензиновых заводах и на станциях подземного хранения газа. В порядке подготовки к испытаниям проводилось сравнительное индицирование нескольких компрессорных цилиндров газомоторного компрессора параллельно работающих на номинальном режиме. По полученным значениям индикаторной мощности и по состоянию выбирался один цилиндр, который в дальнейшем подвергался испытаниям при различных режимах работы. Были испытаны компрессорные цилиндры диаметром 140, 197, 250, 320, 470 мм при ходе поршня 356 мм (табл. 2).

Т а б л и ц а 2. Основные технические данные компрессорных цилиндров и перекачиваемого газа

Наименование показателей	Диаметр компрессорного цилиндра, мм				
	140	197	250	320	470
Рабочий объем цилиндра, л	9,4	20,1	33,3	55,8	121,8
Относительная величина мертвого пространства	0,14	0,11	0,13	0,11	0,11
Номинальное давление нагнетания, кг/см^2	120	56	56	16	7
То же всасывания	30—56	20—36	36—48	4—7	1,5—5
Число всасывающих и нагнетательных клапанов в цилиндре	2×2	2×2	2×2	4×4	4×4
Посадочный диаметр клапанов, мм	122	155	155	155	228
Материал поршневых колец	чугун	капрон	капрон	чугун	чугун
То же сальников	капрон	"	"	"	"
Состав компримируемого газа по объему, проц.:					
метан	97,8	93,5	92,2	85,8	85,8
этан	4,2	3,8	3,8	7,5	7,5
бутан	0,1	0,3	0,5	1,6	1,6
пропан	0,9	0,8	1,0	3,4	3,4
пентан	—	—	0,4	0,7	0,7
CO ₂	1,3	0,3	0,1	0,5	0,5
N ₂	2,7	1,3	2,0	0,5	0,5

Анализ результатов испытаний показал, что в небольших компрессорных цилиндрах (диаметром 140, 197, 250 мм), используемых при средних и высоких давлениях, прямоточные клапаны оказываются более эффективными как по производительности, так и по потребляемой мощности лишь при низких степенях повышения давления ϵ . При увеличении степени повышения давления свыше 2,2 производительность цилиндра с прямоточными клапанами оказы-

вается ниже, чем с кольцевыми, а потребляемая мощность, практически, уравнивается. У цилиндров больших размеров (диаметром 320 и 470 мм), предназначенных для компримирования газа с низкими давлениями, прямоточные клапаны оказываются более эффективными, чем кольцевые, во всем исследованном диапазоне изменения

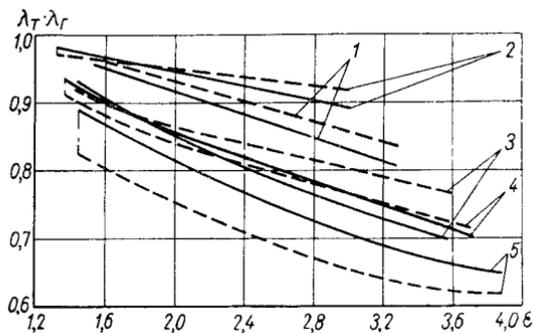


Рис. 1. Изменение произведения коэффициентов $\lambda_t \lambda_g$ (теплового и герметичности) по степени повышения давления ϵ . Сплошной линией обозначены прямоточные, пунктиром — кольцевые клапаны; 1, 2, 3, 4, 5 — номера цилиндров диаметром соответственно: 140, 197, 250, 320 и 470 мм.

по мере увеличения диаметра цилиндра наблюдается снижение произведения $\lambda_t \lambda_g$ (при $\epsilon = 2$, например, от $0,92 \div 0,93$ для цилиндра диаметром 140 мм до $0,75 \div 0,8$ для цилиндра диаметром 470 мм). Исключение составляет цилиндр диаметром 197 мм, имеющий капроновые уплотнительные поршневые и сальниковые кольца. Из рис. 1 следует также, что при увеличении степени повышения давления наблюдается существенное снижение $\lambda_t \lambda_g$, имеющие разный характер в зависимости от типа клапана. Так, если $\epsilon < 2$, произведение коэффициентов $\lambda_t \lambda_g$ у цилиндров диаметром 197, 250, 320 мм при прямоточных клапанах имеет более высокие значения, чем при кольцевых, то при дальнейшем повышении ϵ — наоборот. Поскольку оба типа клапанов испытывались в одном и том же цилиндре, величина теплового коэффициента λ_t в обоих случаях может быть принята в первом приближении одинаковой, и, следовательно, все различие в протекании рассматриваемых зависимостей $\lambda_t \lambda_g = f(\epsilon)$ может быть отнесено, главным образом, за счет ухудшения герметичности прямоточных клапанов при высоких степенях повышения давления.

В цилиндре диаметром 140 мм, работающем в области высокого давления, прямоточные клапаны оказались менее герметичными, чем кольцевые, во всем исследованном диапазоне изменения степени повышения давления, хотя характер взаимного протекания обеих кривых указывает на возможность их пересечения при малых ϵ .

степени повышения давления ($\epsilon = 1,4 \div 5$).

Изучение зависимостей удельных показателей цилиндров от степени повышения давления показывает, что основной причиной ухудшения эффективности прямоточных клапанов по мере роста ϵ является их более низкая герметичность.

На рис. 1 для тех же пяти цилиндров приведены зависимости произведения коэффициентов $\lambda_t \lambda_g$ (теплового и герметичности) от степени повышения давления. Из этого графика следует, что по

В цилиндрах большого диаметра (470 мм), работающих при низких давлениях, герметичность прямооточных клапанов оказывается выше, чем у кольцевых, во всем исследованном диапазоне, хотя характер кривых $\lambda_T \lambda_r$ с кольцевыми и прямооточными клапанами указывает на возможности их пересечения при высоких ϵ , не попавших в область исследования.

Можно отметить, что при низких степенях повышения давления прямооточные клапаны оказываются более герметичными, чем кольцевые, а при высоких — наблюдается обратное явление. При этом точка пересечения зависимостей $\lambda_T \lambda_r = f(\epsilon)$ для прямооточных и кольцевых клапанов сдвигается в сторону более высоких ϵ по мере уменьшения рабочего давления и увеличения диаметра цилиндра.

В вопросе связи между произведением коэффициентов $\lambda_T \lambda_r$ и диаметрами цилиндров следует отметить, что общее снижение величины этого произведения по мере роста диаметров цилиндра также, по-видимому, обязано ухудшению герметичности цилиндра. С увеличением диаметров цилиндров, благодаря уменьшению отношения площади поверхности цилиндра к его объему, тепловой коэффициент λ_r должен несколько увеличиваться. Следовательно, наблюдаемое снижение произведения $\lambda_T \lambda_r$ по мере роста диаметров цилиндров обязано целиком уменьшению величины λ_T или ухудшению герметичности цилиндров. Следует заметить, что при сопоставлении прямооточных и кольцевых клапанов для каждого цилиндра подбирались клапаны, имеющие близкие по своему значению критерии плотности.

Представленные на рис. 2 графики относительных потерь индикаторной мощности N_i л. с. кГ/см^2 в клапанах показывают, что для всех цилиндров и во всем исследованном диапазоне изменения степени повышения давления прямооточные клапаны обладают существенно меньшими потерями, чем кольцевые. По мере уменьшения диаметра цилиндра и повышения рабочего давления величина относительных потерь в клапанах снижается. Уменьшение степени повышения давления приводит к заметному росту потерь. Так, например, при $\epsilon = 1,5$ относительные потери в прямооточных клапанах цилиндра диаметром 140 мм составляют 6—7, а цилиндров диаметром 320 и 470 мм — около 16%. Аналогичные потери в кольцевых

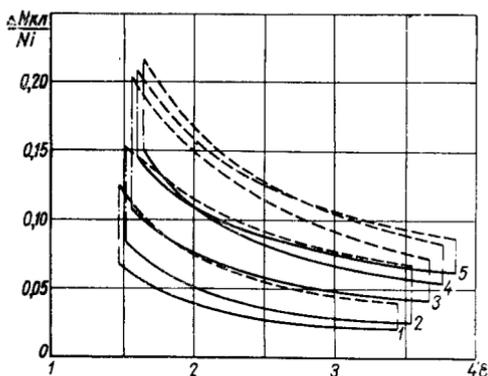


Рис. 2. Относительные потери индикаторной мощности $\frac{N_{кл}}{N_i}$ в кольцевых и прямооточных клапанах. Сплошной линией обозначены прямооточные, пунктиром — кольцевые клапаны; 1, 2, 3, 4, 5 — номера цилиндров диаметром соответственно: 140, 197, 250, 320 и 470 мм.

клапанах цилиндра составляют соответственно 13 и около 25%. При $\epsilon = 3$ потери в клапанах снижаются по сравнению с $\epsilon = 1,5$, примерно в два раза, а при дальнейшем увеличении ϵ — весьма незначительно.

Полученный характер изменения потерь в клапанах объясняется тем, что испытываемые прямооточные клапаны имели в 1,5 раза

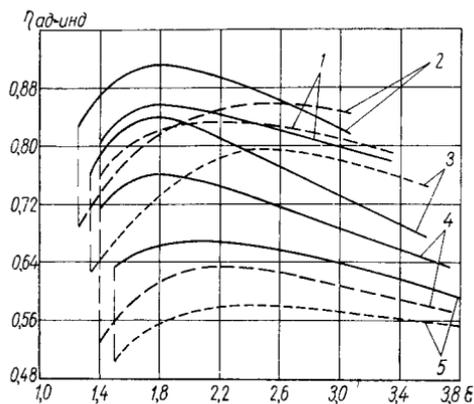


Рис. 3. Значение адиабатического индикаторного к.п.д. $\eta_{ад инд}$ компрессорных цилиндров. Сплошной линией обозначены прямооточные, пунктиром — кольцевые клапаны; 1, 2, 3, 4, 5 — номера цилиндров диаметром соответственно: 140, 197, 250, 320 и 470 мм.

большую эквивалентную площадь, чем кольцевые. Рост потерь с увеличением диаметров цилиндров связан с тем, что конструктивно не были обеспечены эквивалентные площади клапанов, позволяющие сохранить постоянство скорости газа в клапанах по мере увеличения размеров цилиндров. В клапанах цилиндров больших диаметров были допущены более высокие скорости газа.

Взаимное влияние описанных выше двух факторов — герметичности и потерь в клапанах — определило характер протекания адиабатического индикаторного к.п.д. компрессорных цилиндров в зависимости от степени повышения давления (рис. 3). У цилиндров, работающих в области

относительно высоких давлений и имеющих небольшие диаметры (140, 197, 250 мм), применение прямооточных клапанов вместо кольцевых позволяет повысить к.п.д. только при $\epsilon < 2,2$. При $\epsilon > 2,4$ к.п.д. этих цилиндров с прямооточными клапанами оказывается ниже, чем с кольцевыми. У цилиндра диаметром 320 и 470 мм, предназначенных для работы в области низкого давления, замена прямооточных клапанов кольцевыми приводит к повышению к.п.д. компрессора на всем исследованном диапазоне изменения повышения давления.

Максимальные значения к.п.д. различных цилиндров с прямооточными клапанами оказываются лежащими в пределах $\epsilon = 1,8 \div 2,2$, тогда как для кольцевых клапанов они смещаются в сторону более высоких $\epsilon = 2,4 \div 2,8$.

Наивысший адиабатический индикаторный к.п.д., равный 92%, имеет цилиндр диаметром 197 мм, у остальных цилиндров по мере увеличения их диаметра он снижается от 0,86 до 0,67. При степенях повышения давления ($\epsilon < 2$) прямооточные клапаны обеспечивают увеличение адиабатического индикаторного к.п.д. на 8—12%, что делает применение этих клапанов в указанном диапазоне ϵ более рациональным, чем кольцевые. При более высоких ϵ (2,2 ÷ 2,8) при-

менение тех и других клапанов на цилиндрах малых диаметров в области средних и высоких давлений является, примерно, равноценным с точки зрения гидравлических потерь, а при $\varepsilon > 2,8$ на этих цилиндрах целесообразно использовать кольцевые клапаны. Для цилиндров больших диаметров, используемых при низком давлении, область рационального применения прямооточных клапанов более обширна, и их целесообразно применять при степенях повышения давления, достигающих до 5.

Положение максимума к.п.д. цилиндра с прямооточными клапанами ($\varepsilon = 1,8 \div 2,2$) указывает на целесообразность ограничения степени повышения давления в каждой ступени величиной 2,2. К тому же применение капроновых уплотнительных элементов (поршневых и сальниковых колец), существенно улучшающих характеристики цилиндров, не могут нормально работать при $\varepsilon > 2,2$ из-за высоких температур сжатия.

Кольцевые клапаны в цилиндрах высокого давления целесообразно применять до $\varepsilon \cong 2,4 \div 2,8$, поскольку при дальнейшем увеличении степени повышения давления наблюдается снижение к.п.д. цилиндра.

Результаты исследований свидетельствуют, что для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на современных линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов, работающих со степенями повышения давления $\varepsilon = 1,3 \div 2,0$, наиболее рациональными являются прямооточные клапаны. На других объектах газовой промышленности с целью более эффективной работы ГПА целесообразно применять невысокие ε в отдельных ступенях (не более 2,2) при одновременном использовании прямооточных клапанов, тем более, что, как было указано выше, их надежность в 2—2,5 раза превышает надежность кольцевых клапанов.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ КРЕОГЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

П. А. Коташевский, инженер

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Надежность компрессорных машин характеризуется тремя основными свойствами: безотказностью, ремонтпригодностью и долговечностью. Для раскрытия каждого из этих свойств использовались законы распределения той или иной случайной величины. Для безотказности такой случайной величиной является наработка на отказ, для ремонтпригодности — время восстановления каждого отказа и для долговечности — технический ресурс каждой машины. Показатели надежности представляют собой параметры законов распределения этих случайных величин.

Закон распределения случайных величин и его параметры определялись классическим статистическим путем:

весь статистический ряд случайных величин разбивался на равные интервалы;

подсчитывались частоты, приходящиеся на каждый интервал;

определялись частоты на каждом интервале, статистическая плотность частостей для каждого интервала и строилась гистограмма этих плотностей;

по виду гистограммы гипотетически устанавливался теоретический закон распределения;

определялись степень согласованности теоретического и статистического распределения и, в заключение, параметры распределения.

Т а б л и ц а 1. Характеристики распределения Вейбулла

Определяющие параметры	k, t_0
Случайная величина и область ее применения	$0 \leq t < \infty$
Математическое ожидание	$M(t) = b_k t_0^{1/k}$
Дисперсия	$D(t) = (C_k t_0^{1/k})^2$
Коэффициент вариации	$v(t) = \frac{C_k}{b_k}$

Путем «пассивного» эксперимента было установлено, что для всех типов компрессоров общего назначения закон распределения наработок на отказ подчиняется распределению Вейбулла (табл. 1)

$$f(t) = \frac{k}{t_0} t^{k-1} \exp\left(-\frac{t^k}{t_0}\right);$$

$$F(t) = 1 - \exp\left(-\frac{t^k}{t_0}\right).$$

Параметр k и коэффициенты b_k, C_k определяются непосредственно по коэффициенту вариации $v(t)$, который находят по выборочным значениям средней наработки на отказ и среднеквадратическому отклонению

$$v(t) = \frac{S}{t_{cp}}.$$

Соответственно средняя наработка на отказ и дисперсия для каждого типа компрессорных машин определялись следующим образом (табл. 2, рисунок):

$$t_{cp} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_i \quad \text{и} \quad S^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (t_i - t_{cp})^2,$$

где t_i — случайное значение наработки между двумя отказами.

Таблица 2. Расчеты характеристик безотказности компрессорных машин

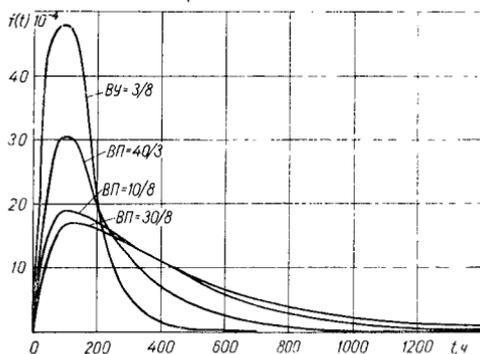
Характеристика	Тип компрессора			
	ВП-10/8	ВП-30/8	ВП-40/3	ВУ-3/8
Число исследуемых машин в эксплуатации n	16	13	4	10
Общее число наблюдаемых отказов m	149	98	126	200
Средняя наработка на отказ $t_{ср}$	373	412	241	112,5
Среднеквадратическое отклонение $S(t), ч$	312	338	238	84,7
Коэффициент вариации $\vartheta(t)$	0,836	0,82	0,987	0,753
Параметр распределения k	1,2	1,227	1,03	1,35
То же, $t_0ч^k$	1320	1740	243	676

Закон распределения времени восстановления каждого типа машиной не определяется. Но величины коэффициентов вариации дают основание предположить наличие γ -распределения. При эксплуатации компрессорных машин общего назначения большая часть отказов падает на клапанный узел, время отыскания и устранения которых сравнительно невелико. Но при отказах, связанных с износом поршневых колец, пальцев крестковпа и ремонтом холодильников, время восстановления резко возрастает, что и вызывает рост коэффициента вариации.

Все компрессоры общего назначения, которые участвовали в эксперименте, не выработали своего ресурса, т. е. не подвергались первому капитальному ремонту. Поэтому можно говорить лишь о нижней доверительной границе технического

ресурса. За основу расчета принят нормальный закон распределения технических ресурсов, так как анализ общих условий возникновения нормального распределения показывает, что достаточным условием для этого является возможность рассмотрения признака, как суммы большого числа взаимонезависимых слагаемых, ни одно из которых не характеризуется исключительно большой, по сравнению с другими, дисперсией, что является справедливым для отдельных значений технического ресурса (табл. 3).

Изложим методику определения нижней доверительной границы среднего технического ресурса \bar{T}_n (табл. 4).



Вид плотностей вероятности.

Т а б л и ц а 3. Характеристика ремонтпригодности компрессорных машин

Характеристика	Тип компрессора			
	ВП-10/8	ВО-40/3	ВП-30/8	ВУ-3/8
Общее число восстановлений ν	92	92	112	200
Среднее время восстановления $\tau_{\text{ср}}, \text{ч}$	3,17	13	2	12
Среднеквадратическое отклонение $S(\tau), \text{ч}$	4,9	22,5	2,12	22
Коэффициент вариации $\vartheta(\tau)$	1,545	1,74	1,06	1,83

Т а б л и ц а 4. Расчет нижней доверительной границы среднего технического ресурса T компрессорных машин

Характеристика	Тип компрессора			
	ВП-10/8	ВП-40/3	ВП-30/8	ВУ-3/8
Число компрессоров в эксперименте, технический ресурс которых на исходе, n	3	3	2	3
Доверительная вероятность α	0,9	0,9	0,9	0,9
Средняя продолжительность работы n компрессоров $T, \text{ч}$	23558	16223	17700	6262
Нижняя доверительная граница среднего технического ресурса $T, \text{ч}$	23000	15800	10400	5920

Вероятность того, что одно изделие не выработает ресурса за время T , будет

$$p(T) = 1 - F_0\left(\frac{T - \bar{T}_0}{\sigma_T}\right),$$

а для n машин будет

$$P^n(T) = \left[F_0\left(\frac{\bar{T} - T}{\sigma_T}\right) \right]^n$$

или

$$F_0\left(\frac{\bar{T}_n - T}{\sqrt{\bar{T}_n}}\right) = \sqrt[n]{1 - \alpha},$$

где F_0 — функция нормального распределения; α — доверительная вероятность.

Обозначим $\gamma = \sqrt[n]{1 - \alpha}$, тогда

$$\frac{\bar{T}_n - T}{\sqrt{\bar{T}_n}} = U_\gamma.$$

Откуда

$$\bar{T}_n = \frac{T}{1 - \gamma U_\gamma},$$

где U_γ — квантиль нормального распределения.

Комплексным показателем надежности компрессорных машин является коэффициент готовности k_r

$$k_r = \frac{t_{cp}}{t_{cp} + \tau_{cp}}$$

Для каждого типа компрессора численные значения k_r составляют:

ВП-10/8	0,992	ВП-40/3	0,99
ВП-30/8	0,97	ВУ-3/8	0,93

На основании проведенного эксперимента можно сделать следующие выводы:

для компрессорных машин типа ВП-10/8, ВП-30/8, ВП-40/3 и ВУ-3/8 наработки на отказ подчиняются распределению Вейбулла; закон распределения наработок на отказ отличен от экспоненциального вследствие более низкой надежности рабочих клапанов по сравнению с остальными узлами машин;

численные значения средних наработок на отказ, времени восстановлений, технических ресурсов, а также их дисперсий должны явиться отправной точкой при разработке планово-предупредительных ремонтов, технических условий на изготовление и дальнейших мероприятий по повышению надежности компрессоров.

МОСКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ХИМИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

С. В. Маторин, Н. И. Мельников, кандидаты техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОГО ГАЗОВОГО ШЕСТИСТУПЕНЧАТОГО ОППОЗИТНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ФИРМЫ «БОРЗИГ»

Объект исследования

Восьмирядный оппозитный шестиступенчатый горизонтальный компрессор приводится в движение синхронным электродвигателем, расположенным между двумя равными частями коленчатого вала компрессора, которые соединены муфтами с валом двигателя. Производительность компрессора (а следовательно и давление по ступеням) может регулироваться: отжимом пластин всасывающих клапанов I и IV ступеней и байпасированием с нагнетания I ступени на вход I ступени, с нагнетания III ступени на вход I ступени; с нагнетания VI ступени на вход IV ступени.

Холодильники первых двух ступеней снабжены охлаждающими элементами с ребрами, холодильник III ступени — многотрубный, а IV, V и VI ступеней — типа «труба в трубе». У I, V и VI ступеней имеется по два холодильника, а у остальных по одному.

После цилиндров III и IV ступеней, рабочих полостей V и VI ступеней и уравнительных полостей V ступени установлены бу-

ферные емкости. После холодильников III, IV, V и VI ступеней имеются масловлагодотделители. У I и II ступеней масловлагодотделитель объединен с холодильником.

По проекту холодильники рассчитаны на нормальную работу при температуре поступающей охлаждающей воды от 5 до 30° С и нагреве охлаждающей воды на 10° С. Расход охлаждающей воды на весь компрессор (холодильники и цилиндры) предусматривается равным 550 м³/ч.

По паспорту производительность компрессора по сухому газу, приведенному к нормальным условиям (температуре 0° С и давлению 760 мм рт. ст.) составляет 25 000 м³/ч; начальные условия перед компрессором: температура газа 35° С, давление 1,01 ата, относительная влажность 100%; давление газа после III ступени 30 ата; условия перед IV ступенью: температура газа 35° С, давление 28 ата; конечное давление газа 321 ата; число ступеней VI; число оборотов 214 об/мин; привод от синхронного электродвигателя мощностью 7500 квт; (ток трехфазный напряжением 6000 в, частотой 50 гц, возбуждение от независимого мотор-генератора).

Цель исследования и условия его проведения

Целью исследования являлось определение действительных основных показателей работы компрессора и выявление причин, вызывающих отклонения от нормальной работы машины.

Во время экспериментальных исследований компрессор выключался из общей технологической схемы. Газ из общего коллектора подавался в компрессор, а из него, сдросселированный до нормального давления, — во всасывающую линию смежного компрессора. Осуществлялись обычный эксплуатационный и другие режимы, желательные для исследования, упрощалось также определение производительности компрессора.

До исследования было известно, что компрессор не может пропустить всасываемый I ступенью газ через все ступени, так как давления после отдельных ступеней превышали значения, рекомендованные фирмой «Борзиг». Особенно повышалось давление после II ступени.

По согласованию с комбинатом, эксплуатирующим исследуемые машины, было принято решение о проведении двух основных опытов.

Опыт 1. Чтобы получить максимально возможную производительность компрессора, устанавливался режим его работы так, что давление после II ступени достигало 13,5 ати против рекомендованных фирмой 12,45 ати. Регулирование производилось байпасом с нагнетания I ступени на вход I ступени.

Опыт 2. Режим работы был обычным эксплуатационным. Давление по ступеням не превышало значений, допустимых по паспорту. В частности, давление после II ступени не превышало 12,5 ати. Регулирование производилось байпасом I ступени на ее вход и по-

следующей продувкой. Испытание проводилось при установившемся температурном режиме компрессора.

Для устранения влияния случайных изменений в состоянии компрессора на результаты и сопоставимость исследований, оба опыта проводились в течение одного дня без остановки компрессора.

Во время испытаний проводился анализ газа, сжимаемого компрессором, индицировались рабочие и уравнильные полости компрессора и измерялись:

- число оборотов компрессора;
- мощность, потребляемая электродвигателем компрессора;
- подача газа после VI ступени;
- барометрическое давление;
- давление газа: до компрессора и после каждой ступени;
- температура газа до и после всех ступеней компрессора;
- расход воды на холодильники I и II ступеней;
- температура охлаждающей воды, поступающей на охлаждение и после цилиндров и холодильников;
- давление воды и масла;
- температура помещения;
- утечки газа через поршневые кольца V и VI ступеней в холодильник II ступени.

Т а б л и ц а 1. Геометрические размеры компрессора

Ступень	Диаметр, мм		Рабочая площадь одной полости, см ²	Объем описываемой поршнем ступени, м ³ /ч	Мертвое пространство, проц.
	цилиндра	смежной полости или штока			
I	1320	150	13508	38850	8,7
II	700	150	3671,7	10570	7,8
III	500	150	2029,5	2606	9,8
IV	400	150	1079,9	1386	11,7
V	280	150	439,0	563,7	13,8
VI	155	—	188,7	242,3	20,5
Уравнильная полость	280	155	427,0	548,3	—

Примечание. Ход поршней I и II ступеней $S = 560$ мм; ход остальных поршней $S = 500$ мм.

Т а б л и ц а 2. Средние данные экспериментального исследования компрессора

Наименование показателей	Опыт 1	Опыт 2	Режим фирмы „Борзиг“	Термодинамический расчет работы
Продолжительность испытания, ч	1,5	1	—	—
Число оборотов компрессора, об/мин	214	214	214	214
Давление газа после компрессора, ата	307,5	315,4	—	321
Температура газа перед компрессором, град С	23,5	27	35	37,4
Барометрическое давление, мм рт. ст.	758,9	758,9	—	756

Наименование показателей	Опыт 1	Опыт 2	Режим фирмы „Борзиг“	Термодинами- ческий расчет работы
Избыточное давление перед компрессором, мм рт. ст.	301	305	—	300
Относительная влажность газа перед компрессором, проц.	1	1	1	1
Состав газа (по объему), проц.:				
углекислота	0,8	0,8	—	1,8
окись углерода	4,0	4,0	—	4,4
азот	20,6	20,6	—	23,5
водород	74,0	74,0	—	69,6
метан	0,6	0,6	—	0,5
кислород	—	—	—	0,2
Температура газа, град С:				
перед I ступенью	23,5	27,0	—	37,4
после I ступени	146,2	145,1	—	172,6
перед II ступенью	42,2	43,8	—	45
после II ступени	191,0	190,6	—	201,7
перед III ступенью	60,4	58,6	—	50
после III ступени	134,5	133,1	—	117,6
перед IV ступенью	30,5	29,9	—	45
после IV ступени	140	137	—	140,9
перед V ступенью	44,1	42,8	—	50
после V ступени	128,2	126,3	—	135,9
перед VI ступенью	44,7	42,4	—	50
после VI ступени	114,8	121,2	—	114
Давление газа, ата:				
перед I ступенью	1,062	1,062	1,01	1,058
после I ступени	3,62	3,37	3,74	3,75
» II »	14,5	13,47	13,45	15,21
» III »	28,7	26,8	30,0	29,8
» IV »	74,3	69,7	73,3	74,8
» V »	161,2	152,9	169,0	170,6
» VI »	307,6	315,4	321,0	321
Отношение номинальных давлений в ступенях, ата:				
I	3,41	3,17	3,7	3,54
II	4,0	4,0	3,6	4,06
III	1,98	1,99	2,23	1,96
IV	2,59	2,6	2,44	2,51
V	2,17	2,19	2,3	2,28
VI	1,91	2,06	1,9	1,88
Индикаторная мощность ступеней, квт:				
I	1569,0	1511,0	—	1607,6
II	1564,5	1485,5	—	1687,5
III	753,0	711,0	—	809,1
IV	1111,5	1013,5	—	1110,2
V	840,0	776,0	—	1017,5
VI	751,0	779,0	—	773,7
То же уравнительных полосгей	12,4	12,3	—	—
» I, V и VI ступеней	3172,4	3078,3	—	3398,8
» II, III и IV »	3429,0	3210,0	—	3606,8
» всего компрессора	6601,4	6288,3	—	7005,6

Наименование показателей	Опыт 1	Опыт 2	Режим фирмы „Борзиг“	Термодинами- ческий расчет работы
Изотермическая мощность ступеней, квт:				
I	961	854	—	—
II	1025	934	—	—
III	519	496	—	—
IV	727	666	—	—
V	557	559	—	—
VI	559	581	—	—
То же всего компрессора	4348	4090	—	—
Мощность на валу компрессора, квт	6825	6450	—	7450
Производительность компрессора, м ³ /ч сухого газа при 0°С и 760 мм рт. ст.	24180	22360	25000	25200
Утечки через поршневые кольца V и VI ступеней сухого газа при 0°С и 760 мм рт. ст., м ³ /ч	4130	3900	—	3500
Коэффициенты:				
производительности	0,676	0,637	—	0,768
механический к.п.д. компрессора	0,967	0,975	—	0,94
изометрический индикаторный к.п.д.	0,658	0,650	—	—
Удельные расходы на 1000 м ³ сухого газа при 0°С и 760 мм рт. ст.:				
индикаторной работы	273	281,2	—	278
электроэнергии, квт	292,2	298,5	—	—
мощности, потребляемой компрес- сором, квт · сек/м ³	935	938	—	—
» индикаторной »	904	915	—	—
» изотермической »	596	595	—	—
Потери давления газа, проц.				
При всасывании в I ступени	7,1	7,5	—	—
Между I и II ступенями	4,5	5,7	—	—
» II и III »	6,2	2,3	—	—
» III и IV »	2,1	1,8	—	—
» IV и V »	3,4	5,2	—	—
» V и VI »	1,2	1,8	—	—
При нагнетании VI ступени	2,6	3,0	—	—
Температура охлаждающей воды, град С:				
поступающей на охлаждение	27,2	27,2	—	—
после холодильника I ступени	32,1	32,1	—	—
то же II »	35,6	35,2	—	—
» III »	36,0	35,4	—	—
после холодильника IV ступени	40,9	39,9	—	—
то же V »	35,0	34,6	—	—
» VI »	49,7	50,2	—	—
после цилиндра I ступени	31,5	31,4	—	—
то же II »	34,3	34,2	—	—
» III »	48,0	47,3	—	—
» IV »	38,0	37,3	—	—
» V и VI »	30,6	30,4	—	—
после холодильника масла	29,1	29,0	—	—

Наименование показателей	Опыт 1	Опыт 2	Режим фирмы «Борзиг»*	Термодинамический расчет работы
Холодильник I ступени (правый):				
расход воды, $м^3/ч$	—	134,5	—	—
отдача тепла, $ккал/ч$	—	584000	—	—
коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2 \cdot град \cdot ч$	—	44,3	—	—
к.п.д. холодильника	—	0,858	—	—
Холодильник II ступени:				
расход воды, $м^3/ч$	—	158,4	—	—
отдача тепла, $ккал/ч$	—	1359000	—	—
коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2 \cdot град \cdot ч$	—	54,6	—	—
к.п.д. холодильника	—	0,775	—	—

Анализ работы компрессора и выводы

Производительность компрессора. Исследования показали, что компрессор не может пропускать газ, засасываемый I ступенью, через все ступени компрессора вследствие повышения межступенчатого давления сверх допускаемого фирмой «Борзиг» предела. Основным и лимитирующим является давление после II ступени.

Во время опыта 2, проводимого при условии, что давления по ступеням не должны превышать допустимых пределов, получили производительность компрессора $22\ 360\ м^3/ч$ сухого газа при $0^\circ\ С$ и $760\ мм\ рт.\ ст.$, или 90% проектной.

Во время опыта 1, проведенного при повышении давления после II ступени до $13,5\ ати$, вместо запроектированного значения $12,45\ ати$, получили производительность $24\ 180\ м^3/ч$, или $96,5\%$ проектной.

Проведенный термодинамический расчет компрессора для работы без регулирования показал, что производительность его достигнет проектного значения, если давление после II ступени будет равняться $14,2\ ати$, т. е. первые ступени обеспечат необходимую подачу газа.

Анализируя причины, вызывающие такое снижение производительности компрессора против проектной, следует в первую очередь отметить значительные утечки газа через поршневые кольца V и VI ступеней в уравнительную полость, а оттуда — в холодильник II ступени.

Специально произведенные измерения утечки газа при помощи острой диафрагмы на линии от буферов уравнительных полостей к холодильнику II ступени показали, что утечка газа в среднем по двум опытам равнялась $4000\ м^3/ч$ сухого газа при $0^\circ\ С$ и $760\ мм\ рт.\ ст.$ Учитывая пульсацию потока и определяя утечки газа

по минимальному перепаду давления в диафрагме, получим эти утечки равными $3700 \text{ м}^3/\text{ч}$, или $14,8\%$ проектной производительности.

Совершенно очевидно, что газ утекающий через поршневые кольца V и VI ступеней, попадает в холодильник II ступени и повышает соответственно давление после II, III и IV ступеней.

После V ступени давление изменяется в зависимости от распределения утечек газа между V и VI ступенями. В связи с этим, основное внимание следует уделить установлению нормальной работы поршневых колец V и VI ступеней.

На распределение давления по ступеням, а следовательно, и на производительность влияет также эффективность работы промежуточных холодильников. В процессе исследования компрессора было обнаружено значительное загрязнение охлаждающей водой холодильников I и II ступеней.

Удельный расход энергии на сжатие газа. Удельный расход индикаторной работы на 1000 м^3 поданного сухого газа при 0°C и 760 мм рт. ст. составлял: для опыта 1 — 273 и для опыта 2 — $281,2 \text{ квт/ч}$.

На экономичность работы установки оказывают влияние: работа поршневых колец и клапанов; работа промежуточных холодильников; охлаждение поверхности цилиндров; потери давления между ступенями.

Работа поршневых колец и клапанов. Как уже указывалось утечка газа через поршневые кольца V и VI ступеней составляет $14,8\%$ проектной производительности компрессора. Работа сжатия этих утечек в последних четырех ступенях является бесполезной и ухудшает экономические показатели работы компрессора.

Работа холодильников и рубашек цилиндров. Компрессор работает в тяжелых условиях, поскольку давление воды, поступающей на охлаждение, меньше запроектированного, что приводит к снижению подачи воды на компрессор. Вода, поступающая на охлаждение, сильно загрязнена и часто засоряет решетки холодильника камнями и щепками.

Недостатки в охлаждении влекут за собой повышение температуры газа, засасываемого промежуточными ступенями.

В хорошо работающих холодильниках, при чистой воде, эта разница может достигать $5\text{--}10^\circ \text{C}$. Учитывая, что каждые 3°C снижения температуры газа, поступающего в промежуточную ступень, вызывают уменьшение потребления мощности этой ступенью примерно на 1% , можно оценить выгоду от улучшения работы холодильников.

Потери давления между ступенями. Потери давления при всасывании в I ступень, между ступенями и при нагнетании VI ступени, не выходят за пределы норм.

Коэффициенты. Коэффициент производительности для опыта 1 равнялся $0,676$ и для опыта 2 — $0,637$. Невысокий коэффи-

циент производительности объясняется применением регулирования производительности компрессора. Термодинамический расчет показывает, что коэффициент производительности компрессора может достигать величины 0,768.

Изотермический к.п.д. компрессора для опыта 1 равнялся 0,637 и для опыта 2 — 0,634. Этот коэффициент значительно возрастет

Таблица 3. Разница между температурой уходящего из холодильника газа и поступающей на охлаждение воды во время испытаний, град С

Ступень холодильника	Опыт 1	Опыт 2
I	15,6	16,6
II	33,2	31,4
IV	16,9	15,6
V	17,5	15,2

при устранении утечек газа через поршневые кольца V и VI ступеней.

Температурный режим компрессора. Несмотря на неблагоприятные условия, температурный режим компрессора не превышал допустимого предела, за исключением II ступени. Среднее по двум опытам значение температуры нагнетания было 191,0°С. Это объясняется повышением

давления во II ступени за счет возврата утечек газа через поршневые кольца V и VI ступеней в холодильник II ступени, а также повышенной температурой всасывания III ступени (в первом опыте 60,4, а во втором — 58,6°С). Происходило это вследствие недостаточной хорошей работы холодильника II ступени и подогрева газа, поступающего в III ступень за счет утечек.

Распределение давления газа по ступеням компрессора. Вследствие утечек газа через поршневые кольца V и VI ступеней и возврата их в холодильник II ступени происходит нарушение расчетного распределения давлений по ступеням. При этом в наиболее неблагоприятных условиях находится II ступень. Меньше повышается давление и в IV ступени.

При пропуске всего газа через компрессор без регулирования приведение давлений по ступеням к норме можно осуществить:

устранением чрезмерных утечек газа через поршневые кольца V и VI ступеней;

улучшением работы холодильников II и IV ступеней.

Если указанные мероприятия осуществить не удастся, то можно применить:

расточку цилиндров III и V ступеней;

отвод утечек газа через поршневые кольца V и VI ступеней в холодильник III ступени, вместо холодильника II ступени.

Нагрузка двигателя. Максимальная нагрузка двигателя (опыт I) составляла 91% его мощности.

Экспериментальное исследование выявило причины ненормальной работы компрессора и наметило пути приведения работы компрессора к норме.

Северодонецкий химкомбинат провел следующую реконструкцию компрессора:

диаметр цилиндра V ступени увеличен с 280 до 285 мм; утечки газа через поршневые кольца V и VI ступеней возвращаются в холодильник III ступени, а не II ступени.

Реконструкция компрессора позволила значительно повысить его производительность.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им Н. Э. БАУМАНА

В. А. Нефедов, В. И. Колчков, инженеры

К ВОПРОСУ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА

Поршневые кольца компрессоров работают в сложных динамических, силовых и температурных условиях,— они воспринимают действие непрерывно меняющихся по величине и направлению газовых сил, инерционных нагрузок, сил трения о поверхность гильзы и подвержены действию среды с высокой температурой. Каждый из перечисленных факторов определенным образом влияет на состояние поршневого кольца и должен учитываться при проектировании и доводке поршневых машин.

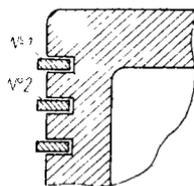
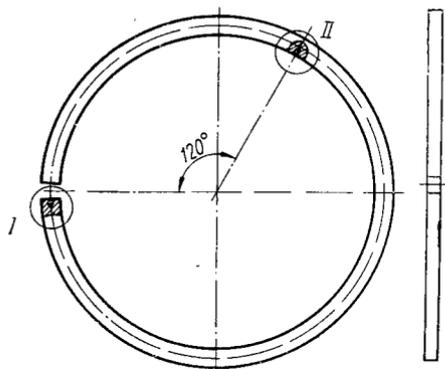
Одним из наиболее важных показателей, характеризующих надежность поршневого кольца, является его температурное состояние во время работы машины. Однако существует ограниченное количество экспериментальных данных, полученных непосредственным измерением температур поршневых колец в рабочем состоянии, а имеющиеся данные относятся как правило к кольцам, неподвижно закрепленным в канавках [2].

Объясняется это тем, что непосредственное измерение температуры поршневых колец с помощью широко распространенных способов термометрирования, например, термодарами, является задачей исключительно сложной и трудоемкой, а иногда и совсем неосуществимой из-за трудностей, связанных с обеспечением токосъема с термодар, которые нарушают свободное движение кольца по отношению к поршню.

Другие же способы определения температуры, основанные на применении нескольких эвтектических сплавов, точки плавления которых лежат в диапазоне ожидаемых температур, имеют низкую точность и, кроме того, полную неопределенность в отношении времени и режима работы поршневой машины, которым соответствует полученная температура детали [2], [3]. В связи с этим для определения температурного уровня поршневых колец дизеля, находящегося в стадии доводки, был применен новый метод термометрирования [1], основанный на восстановлении параметра кристаллической решетки алмаза, предварительно облученного нейтронным потоком.

1-ое и 2-ое поршневые кольца дизеля сверлились в двух точках — в торце замка и с внутренней стороны поршневого кольца

(рис. 1). Диаметры сверлений составляли 0,8 мм при глубине 1 мм. В сверления закладывались индикаторы из облученного алмаза, причем закрепление их осуществлялось заливкой жаростойкого цемента, не требующего последующей термообработки. Препарированные кольца устанавливались на поршень дизеля, после чего дизель выводился на режим, соответствующий 90% максимальной



Кольцо № 1

Кольцо № 2

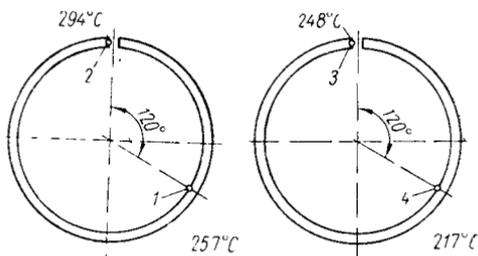
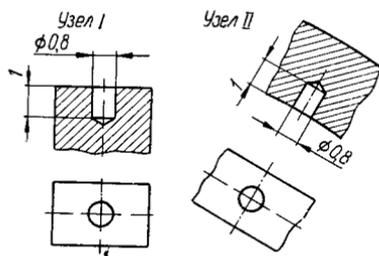


Рис. 1. Схема препарировки колец под алмазные индикаторы температуры

Рис. 2. Температуры 1-го и 2-го поршневых колец.

мощности. После 2 ч работы двигатель разбирался, алмазные индикаторы извлекались с применением растворителя цемента и вытяжного устройства.

Извлеченные кристаллы подвергались расшифровке методом рентгеноструктурного анализа.

Температуры поршневых колец по окружности, полученные в результате проведенного эксперимента, показаны на рис. 2. В торце замка температура 1-го кольца равнялась 294, а 2-го — 248° С, а в точке, находящейся на дуге 120° от замка, соответственно 257 и 217° С.

Из полученных экспериментальных результатов видно, что в зоне замков 1 и 2-го поршневых колец температура максимальная, что объясняется повышенной утечкой горячих газов в этой зоне.

Рабочая температура поршневого кольца, кроме отмеченного в работе [2] градиента температур по высоте, является переменной по окружности, причем перепад составляет 40—46° С на дуге 120°.

Падение рабочей температуры от 1-го ко 2-ому кольцу составляет 31—37°С, что создает более благоприятные условия для работы 2-го кольца.

Экспериментальное определение температур поршневых колец дизеля, находящегося в стадии доводки, позволило уточнить первоначально выбранные зазоры в замках, а также установить режим охлаждения двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Доброхотов В. Д. и др. Индикатор температуры из облученного алмаза. «Энергомашиностроение», 1966, № 11.
2. Энгелиш К. Поршневые кольца. М., Машгиз, 1963.
3. Волчок Л. Я. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1955.

МОСКОВСКИЙ ЗАВОД «КОМПРЕССОР»,

Ю. Е. Телянкер, инженер

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УГЛЕКИСЛОТНО-АММИАЧНОГО КОМПРЕССОРА С ГРАФИТОВЫМИ ПОРШНЕВЫМИ КОЛЬЦАМИ

На московском заводе «Компрессор» разработан углекислотно-аммиачный поршневой крейцкопфный компрессор 2УАП на прямоточной базе, предназначенный для стационарных установок по производству сухого льда и сжиженной двуокиси углерода.

Техническая характеристика компрессора

Подача при сжижении двуокиси углерода, кг/ч	270
Скорость вращения, об/мин	735
Давление всасывания, кг/см ²	1
То же нагнетания	15
Число ступеней сжатия двуокиси углерода	2
То же аммиака	2
Диаметры цилиндров I ступени, мм	250
То же II ступени	130
Ход поршня, мм	125
Температура конденсации аммиака, град С	35
» - кипения аммиака	—36
Холодопроизводитель, ккал/ч	32 000
Потребляемая мощность на валу компрессора, квт	49
Вес компрессора с электродвигателем, кг	2910

При конструировании новой машины использованы узлы и детали компрессоров производства заводов «Борец» и «Компрессор».

Цилиндры благодаря графитовым уплотнительным кольцам работают без смазки, в результате чего повышается эффективность теплообменных аппаратов установки, устраняется износ цилиндров и штоков, повышается надежность приборов автоматического регулирования.

По вертикали расположены цилиндры, сжимающие двуокись углерода, а по горизонтали — сжимающие аммиак. Аммиачные цилиндры являются частью холодильной машины. Холод, вырабатываемый этой машиной, служит для сжижения в конденсаторе-испарителе двуокиси углерода, нагнетаемой вертикальными цилиндрами.

Опорой для механизма движения, цилиндров и статора электродвигателя служит рама, которая представляет собой чугунную отливку коробчатой формы. Когда рама используется для воздушных компрессоров, в верхнюю часть ее вставляется холодильник I ступени, под которым расположен карман, выполняющий роль влагоотделителя.

Цилиндры компрессора имеют двухстенную конструкцию и отлиты из серого чугуна. Полости водяного охлаждения закрыты плоскими сальными крышками на болтах. Водой охлаждаются также крышки цилиндров II ступени и сальники.

Как и у компрессоров со смазкой, зеркало цилиндров хонингованное, с чистотой обработки $\nabla 9$. Уравнительная полость, заключенная между цилиндрами I и II ступеней, соединяется каналом со всасывающей полостью I ступени. На каждом цилиндре установлено по одному всасывающему и одному нагнетательному клапану.

Для отделения несмазываемых цилиндров от смазываемого механизма движения между ними помещают фонарь, из-за чего увеличивается длина штока.

Во время переборки компрессора систематически появлялись недопустимые остаточные деформации штока, вследствие чего пришлось увеличить его диаметр с 32 до 40 мм.

Графитовые поршневые кольца изготовлены из непропитанного антифрикционного обожженного графита АО-1500, рекомендуемого для работы по чугуну и получаемого в виде болванок диаметром 138 мм. Компрессионные кольца работают без экспандеров, прижимаясь к зеркалу цилиндра и к торцовой поверхности канавки поршня давлением сжимаемого газа.

Радиальный зазор между поршнем и цилиндром равен 1 мм. Зазор выбран из условия допустимого износа направляющего кольца. При этом мертвый объем кольцевого зазора между поршнем и цилиндром I ступени сравнительно невелик, а на II ступени этот объем практически отсутствует.

Кольца I ступени сделаны из 6 секторов, каждый из которых можно вырезать из полудиска заготовки-болванки. Такие секторы имеют достаточную прочность и не ломаются при механической обработке и при сборке. При обработке рабочих цилиндрических поверхностей секторов технологической базой служат торцовые поверхности. Секторы обрабатываются попарно при помощи несложного приспособления.

Кольца II ступени свободно вписываются в диски, отрезанные от заготовки, поэтому их можно выточить из болванки в виде кольца и по надрезам разломить на три части.

Число компрессионных колец принято таким же, как и в компрессорах со смазкой цилиндров: на I ступени 2 кольца, на II ступени — 4. Размеры сечения колец приблизительно соответствуют новой нормали на фторопластовые поршневые кольца РТМ 26-01-15-67. По возможности, однако, следует увеличивать радиальную толщину кольца для повышения его работоспособности.

Испытания компрессора проведены в лаборатории сухого льда Всесоюзного научно-исследовательского института холодильной промышленности (ВНИХИ). Основное внимание было обращено на проверку работоспособности графитовых уплотнительных колец. В ходе испытаний при помощи измерительных диафрагм определялась производительность компрессора на воздухе, всасываемом из машинного зала, на двуокиси углерода и на аммиаке при работе по замкнутому кольцу.

Полученные результаты показали, что в течение 500 ч работы вертикальных цилиндров на воздухе и на двуокиси углерода и горизонтальных цилиндров — на аммиаке, коэффициент подачи близок к расчетному и равен для I ступени 0,62—0,63 при величине мертвого пространства 10% и степени сжатия 3,7. Мощность, потребляемая компрессором, равнялась 47—48 квт. При температуре охлаждающей воды 8—10° С температура газов не отклонялась более 10° от расчетных температур адиабатического процесса сжатия, следовательно, при двухстенной конструкции охлаждение цилиндров оказалось достаточно эффективным.

Износ компрессионных колец определялся по весу и дополнительно контролировался по обмерам. Каждый раз перед взвешиванием кольца просушивались в течение 4 ч при температуре 150° С. Определение износа взвешиванием обеспечивает большую точность измерений и позволяет пересчетом получить средний радиальный износ. Такой пересчет исключается при одновременном износе как по радиусу, так и по высоте, а также в случае выкрашивания кромок кольца.

Определение износа поршневых колец производилось при работе вертикальных цилиндров первоначально на воздухе в течение 500 ч с разборкой цилиндров через каждые 100 ч для осмотра, взвешивания и обмера колец. Затем испытания продолжались на двуокиси углерода в течение 1700 ч с интервалами между разборками и обмерами в 400 и 800 ч. Увеличение интервалов существенно повысило стабильность замеров особенно на II ступени, на которой во время демонтажа имеет место заметное изменение положения колец относительно зеркала цилиндров.

Износ компрессионных колец, работавших на горизонтальных цилиндрах в среде аммиака, был примерно таким же, как и на вертикальных цилиндрах при работе на воздухе и двуокиси углерода. Износ сегментов колец в средней части и по концам был одинаковым. В процессе приработки поверхность цилиндра покрывалась пленкой графита и становилась зеркальной, такой же зеркальной становилась и рабочая поверхность колец.

Влажность воздуха, всасываемого из помещения, составляла 10—15, а перед цилиндром II ступени — 7 г/кг. Влажность двуокиси углерода при циркуляции газа по замкнутому кольцу на обеих ступенях составляла 1—2 г/кг. Хотя влажность аммиака практически равна нулю, на всасывании в цилиндры аммиак находился в состоянии пара, перегретою не свыше 20°. По графикам износа изменение влажности в указанных пределах на износ колец заметного влияния не оказывало.

Срок службы колец определяли по влиянию суммарного зазора в стыках колец, возрастающего пропорционально радиальному износу, на уменьшение производительности компрессора. При этом проверяли возможность работы компрессора в течение года без разборки, полагая, что продолжительность работы углекислотного компрессора за год составляет 6000 ч. Кроме того, было принято, что все кольца на поршне изнашиваются одинаково, независимо от положения кольца. Величина износа взята максимальная, характерная для первых со стороны полости сжатия колец. Износ последующих колец бывает значительно меньше, поэтому в эксплуатации производительность компрессора будет снижаться в меньшей степени, чем при испытании.

Производительность компрессора замеряли практически при отсутствии зазора в стыках колец, затем при суммарных зазорах на I ступени 4, а на II — 6 мм, что при принятой методике соответствует износам после 3000 ч, и, наконец, при зазорах 8 и 12 мм, что соответствует износам после 6000 ч работы.

Полученные результаты показали, что графитовые поршневые уплотнения компрессора 2УАП служат не менее 6000 ч. Производительность компрессора за этот период снижается не более чем на 16%, причем радиальный износ колец, отнесенный к его ширине, для I ступени составляет $1,2/13=0,09$, а для II ступени $1,8/7=0,26$.

Направляющие кольца по конструкции сначала были подобны компрессионным, поэтому их износ оказался почти таким же, как износ компрессионных колец. Для поршня II ступени изготовлено направляющее кольцо в виде втулки, чтобы устранить возможность прижатия кольца к зеркалу цилиндра давлением газа, действующим на внутреннюю поверхность кольца. Втулка поставлена перед компрессионными кольцами и выдвинута к торцу поршня, так что в крайнем положении большая часть втулки выходит на окна клапанов. Поршень I ступени работает при этом как подвесной, без направляющего кольца.

Износ втулки оказался незначительным, на вертикальном поршне она проработала 300, а на горизонтальном — 1200 ч. Давление на втулку горизонтального поршня от его веса составляет $0,16 \text{ кг/см}^2$. За время испытаний полная приработка втулки горизонтального поршня произошла равномерно по всей окружности на $1/3$ длины со стороны поршневой гайки, на основании чего можно сделать заключение, что износ втулки в основном вызывался несовпадением оси движения поршня с осью цилиндров.

Утечки через сальник определялись при работе на двуокиси углерода по замкнутому кольцу путем измерения падения давления в системе и составляли 1,2—1,5 кг/ч. При отсосе газа из кольцевой камеры, расположенной между 4 и 5 уплотнительными камерами сальника, утечки во всасывающий трубопровод уменьшались до 0,4—0,7 кг/ч.

Поскольку при работе колец сальника по стали износ графита АО-1500 при давлениях, действующих в сальнике, лишь незначительно выше, чем износ рекомендуемого для данных целей графита АГ-1500, сальниковые кольца опытного компрессора вначале были изготовлены из того же графита, что и поршневые. Износ колец сальника определялся только весовым способом. В течение 1000 ч работы на воздухе и двуокиси углерода радиальный износ не превышал 0,3 мк/ч. При таком износе через 200—300 ч приходилось подпиливать стыки колец для восстановления первоначального зазора. Для повышения срока службы колец сальника использовали графит, пропитанный баббитом.

Если для работы на воздухе или двуокиси углерода неплотность графитового сальника может быть признана удовлетворительной, то для работы на аммиаке это недопустимо. Уплотнение штока аммиачных цилиндров было достигнуто уплотнением фонаря и подбором конструкции уплотнительного кольца маслосъемника. Уплотнительное кольцо работает на смазываемой части штока, но при незначительном количестве масла, так как избыточное масло снимается чугунными маслосъемными кольцами.

Уплотнительное кольцо спрессовано из смеси порошка фторопласта-4 и порошка железа, которое увеличивает теплопроводность фторопласта. За 600 ч в фонарь через маслосъемник попало 420 г масла. Всего кольцо проработало без подтягивания 1500 ч, не пропуская аммиак под избыточным давлением 0,7—5 кг/см².

Отсутствие масла в сжимаемом газе увеличивало износ деталей клапанов. На II ступени были установлены однокольцевые клапаны, используемые на воздушных компрессорах. Наибольшему износу в клапанах подвергались направляющие элементы розетки нагнетательного клапана II ступени, отлитые из серого чугуна. Износ розеток приводил к смещению пластин и падению герметичности клапанов. После замены всех клапанов II ступени запасными существующего износа не наблюдалось в течение 2000 ч. Однако в дальнейшем розетки и седла клапанов II ступени стали изготавливать из углеродистой стали марки 40.

На цилиндрах I ступени стоят клапаны, используемые для оппозитных аммиачных компрессоров. Розетки и седла этих клапанов первоначально были изготовлены из углеродистой стали марки 45. На этих клапанах не наблюдалось такого износа, как на клапанах II ступени, но все же их износ происходил быстрее, чем при работе со смазкой. В дальнейшем на I ступени были установлены клапаны с седлами из стали 40X и розетки из стали 35. Эти клапаны прора-

ботали 2000 ч без заметного износа и без единой поломки клапанных пластин.

Таким образом при ограниченном производстве компрессоров без смазки нет необходимости создавать специальные клапаны, а достаточно применить более износостойчивые марки металла.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М И КАЛИНИНА

В. П. Исаков, инженер,
В. А. Дмитревский, канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОКАНАЛЬНОГО ДИСКОВОГО КЛАПАНА

В настоящей работе приводятся результаты исследования зависимости коэффициента расхода в щели и коэффициента давления для пятиканального дискового клапана в автомоделной зоне от величины $\frac{h}{b}$ (отношения высоты подъема пластины клапана к ширине прохода в седле), влияния на эту зависимость установки демпферной пластины и определения усилия газового потока на пластину.

Исследования проводились в лаборатории ЛенНИИхиммаша, на стенде статических продувок по методике, разработанной на кафедре компрессоростроения ЛПИ им. Калинина. Продувка осуществлялась стационарным потоком воздуха, подаваемым двухступенчатым компрессором ВП-20/8 производительностью 20 м³/мин. При повышенных расходах воздуха подключался второй компрессор 200 В-10/8 производительностью 10 м³/мин. Воздух через ресивер направлялся в продувочную камеру, на которой устанавливался исследуемый клапан. Для придания потоку однородной структуры перед клапаном воздух в камеру направлялся через ряд отверстий в подводящей трубе; для этой же цели в камере в направлении, перпендикулярном к потоку, установлено несколько рядов металлической сетки. Для определения расхода воздуха и потери давления на клапане стенд оборудован мерным участком с нормальной диафрагмой ($d_d = 50$ мм, $D_{тр} = 110$ мм) и всеми необходимыми приборами. Регулирование расхода через клапан осуществлялось вентилем, сбрасывающим избыток воздуха в атмосферу.

Коэффициент расхода в щели определялся из равенства расходов в нормальной диафрагме и щели между рабочей пластиной и седлом. Причем в щели принималось адиабатическое докритическое истечение. Коэффициент давления потока на рабочую пластину определялся отношением силы газового потока, действующего на пластину, к произведению потери давления в клапане на площадь прохода в седле. Методика измерений позволила определить коэффициенты расхода и давления потока с погрешностью соответ-

ственно не более 1,75 и 2,85 % [2]. Продувки проводились при различных расходах, обеспечивающих в щели клапана изменение скорости до 150 м/сек и чисел Рейнольдса до 10^5 , гарантирующих получение результатов в автомодельной области.

Продувки клапана с демпферной пластиной проводились таким образом: при определенной высоте подъема рабочей пластины и

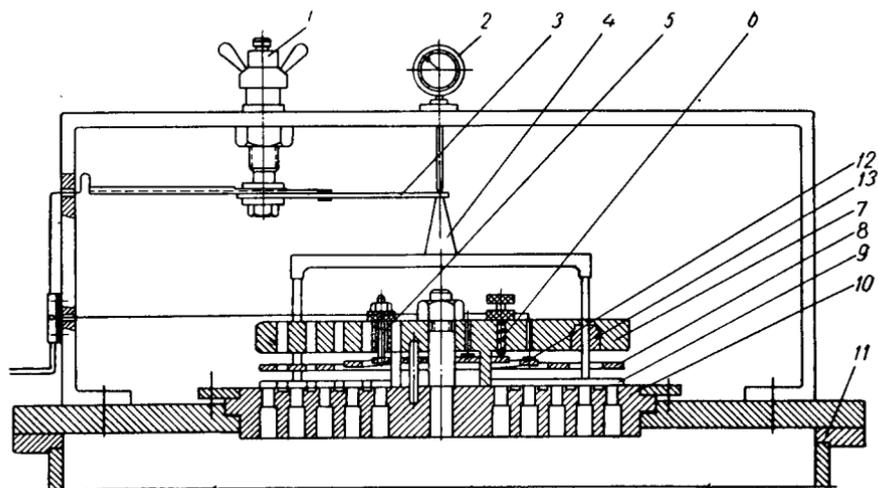


Рис 1. Приспособление для исследования многоканального дискового клапана.

постоянном расходе воздуха, перемещая демпферную пластину от максимального до минимального зазора между пластинами, регистрировали необходимые величины через каждые 0,25 мм. Этот режим повторяли при трех и четырех различных расходах. Устанавливая новую высоту подъема рабочей пластины, проводили эксперимент в той же последовательности.

Силы газового потока, действующие на рабочую и демпферную пластины, определялись с помощью специальной приспособления (рис. 1). Исследуемый клапан, устанавливаемый на продувочную камеру 11, состоит из седла 10, ограничителя 7, рабочей пластины 9, направляемой с трением выступами ограничителя демпферной пластины 8, зажатой в центре и направляемой без трения рычагами 12; трех микрометрических винтов 6 и трех фиксирующих винтов 5, несколько смещенных относительно друг друга и позволяющих устанавливать необходимую величину подъема демпферной пластины; трех капроновых втулок 13, направляющих упорные стойки детали 4; контактора 1, обеспечивающего плоскопараллельное перемещение в вертикальной плоскости консольной балки равного сопротивления 3, закрепленной на штоке контактора. Величина перемещения конца консольной балки, а следовательно, высота подъема рабочей пластины, измерялась с помощью индикатора часового типа 2.

Сила газового потока, действующая на рабочую пластину, пропорциональна деформации балки 3, регистрируемой двумя тензодатчиками, наклеенными с нижней и верхней стороны. Сила газового потока, действующая на демпферную пластину, пропорциональна деформации направляющих рычагов 12, регистрируемой тензодатчиками, соединенными в мостовую схему: двух рабочих тензодатчиков, наклеенных на рычаги 12, и двух компенсационных, наклеенных на недеформируемую центральную часть пластины. Сигналы от тензодатчиков, наклеенных на балку и демпферной пластине, усиливались тензостанцией УТ4-1 и регистрировались на двух миллиамперметрах М 104, подключенных к выходу тензостанции.

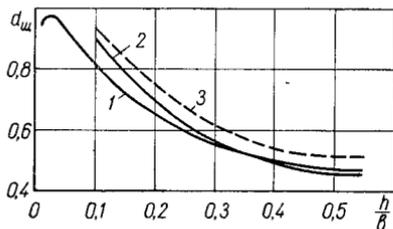


Рис. 2. Зависимость коэффициентов расхода $a_{щ}$ в щели кольцевого и многоканального дискового клапана от величины $\frac{h}{b}$:

1 — кольцевой клапан [1, 2]; 2 — многоканальный дисковый клапан; 3 — многоканальный дисковый клапан с демпферной пластиной.

Перед началом испытаний проводилась тарировка балки и рычагов демпферной пластины. При этом сосредоточенная нагрузка на консоль балки прикладывалась в направлении действия силы газового потока, а на демпферную пластину прикладывалась распределенная нагрузка обоих знаков, т. е. в направлении седла и ограничителя от среднего положения.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента расхода в щели исследуемого клапана с демпферной пластиной (кривая 3) и без нее (кривая 2). Изменение коэффициентов расхода дискового клапана носит более крутой характер, чем у кольцевых клапанов (кривая 1), исследуемых в работах [1, 2]. Из представленных зависимостей видно, что при $\frac{h}{b} = 0,1$ коэффициент расхода дискового клапана выше кольцевого на 7%.

Некоторое увеличение коэффициента расхода у дискового клапана при $\frac{h}{b} < 0,3$ можно объяснить тем, что в узких каналах, при несколько меньшей относительной величине уплотнительных кромок, поток лучше организован и потери при обтекании потоком пластин ниже. С увеличением $\frac{h}{b} > 0,3$ эти преимущества дискового клапана сказываются в меньшей степени, чем уменьшение проходного сечения между соседними кольцами пластины за счет радиальных перемычек, что в конечном счете ведет к увеличению потерь и уменьшению коэффициента расхода.

Установка демпферной пластины увеличивает коэффициент расхода дискового клапана на 4—6% и по сравнению с кольцевым —

на 6—13,4% на всем диапазоне $\frac{h}{b}$. Видимо, это вызвано тем, что потери на подсос газа и образование циркуляционных потоков в двух небольших по величине зазорах между рабочей и демпферной пластинами и между демпферной пластиной и ограничителем подъема

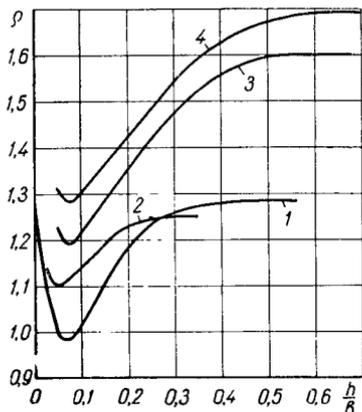


Рис. 3. Зависимость коэффициентов давления ρ потока на рабочую пластину кольцевых и многоканального дискового клапана от величины $\frac{h}{b}$:

пана от величины $\frac{h}{b}$:

1 — кольцевой клапан [1]; 2 — то же [2]; 3 — многоканальный дисковый клапан; 4 — то же, с демпферной пластиной

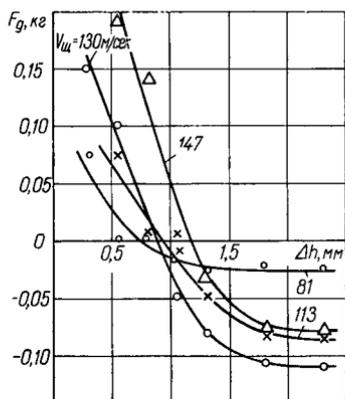


Рис. 4. Зависимость силы газового потока F_d , действующего на демпферную пластину многоканального дискового клапана, от величины зазора между рабочей и демпферной пластиной Δh при различных скоростях потока $v_{щ}$ в щели клапана $h_p = 0,7$ мм.

меньше, чем в одном большом зазоре между рабочей пластиной и ограничителем подъема без установки демпферной пластины.

Зависимость коэффициентов давления потока ρ от $\frac{h}{b}$ для дискового клапана (рис. 3) носит тот же характер, что и для кольцевых. Однако максимальная величина коэффициента давления потока дискового клапана, равная $\rho = 1,6$ при $\frac{h}{b} = 0,5$ (кривая 3), на 25% больше, чем для кольцевого клапана (кривая 1), исследуемого в работе [1]. Эта разница падает до 20% с уменьшением $\frac{h}{b}$ до 0,065 (кривая 2).

Увеличение коэффициента давления потока дискового клапана по сравнению с кольцевыми можно объяснить следующими факторами: более развитой площадью лобового сопротивления дисковых пластин за счет наличия радиальных перемычек; при несколько меньшей относительной ширине уплотнительных кромок бо́льшая

часть поверхности пластины воспринимает не только статическое давление, но и динамический напор потока; уменьшением величины потерь давления в дисковом клапане. При установке демпферной пластины коэффициент давления потока дискового клапана увеличивается на 5—7% (кривая 4). Одной из причин увеличения ρ является уменьшение потерь давления в клапане с установкой демпферной пластины.

Из продувок установлено (рис. 4), что сила газового потока, действующая на демпферную пластину, переменна по знаку и величине. Так, при небольших зазорах между рабочей и демпферной пластинами, сила потока действует в направлении ограничителя, при $\Delta h \geq 0,6—0,8$ мм меняет свое направление и действует в направлении седла, прижимая демпферную пластину к рабочей. Усилия по величине незначительны и составляют от усилий потока на рабочую пластину не более 3% и пропорциональны скорости в щели, определяемой по формуле адиабатического докритического истечения. Следует отметить, что величина силы газового потока, действующего на демпферную пластину, и величина зазора между рабочей и демпферной пластинами, при которой эта сила равна нулю, зависят от величины поверхности демпферной пластины, оказывающей лобовое сопротивление набегающему потоку. В нашем случае она составляет 1,8% от площади рабочей пластины и определялась как разность площадей поверхности демпферной и рабочей пластины, без учета площади отверстий в демпферной пластине под рабочие пружины.

Казалось бы, что при равенстве поверхностей рабочей и демпферной пластин и одинаковой конфигурации сила газового потока будет действовать на демпферную пластину только в направлении седла и равняться нулю при нулевом зазоре между пластинами. Однако получить это невозможно, так как при сборке клапана рабочая и демпферная пластины несколько смещаются относительно друг друга, что, в конечном счете, равносильно увеличению поверхности демпферной пластины по сравнению с рабочей.

В результате работы можно сделать следующие выводы:

впервые получены зависимости коэффициента расхода $\alpha_{ш}$ и коэффициента давления потока ρ от величины $\frac{h}{b}$ для многоканального дискового клапана;

показано, что установка демпферной пластины увеличивает коэффициент расхода в щели и коэффициент давления потока многоканального дискового клапана соответственно на 4÷6 и 5÷7%;

усилие газового потока, действующего на демпферную пластину, ввиду его небольшой величины, при расчетах многоканальных дисковых клапанов можно не учитывать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1969.
2. Чекушкин Г. Н. Автореферат диссертации. Л., 1966.

М. А. Сердаков, инженер

**ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА
ПРИСОЕДИНЕНИЕМ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОЛОСТЕЙ**

Способ регулирования производительности поршневых компрессоров присоединением дополнительных полостей к полости цилиндра широко применяется в практике отечественного и зарубежного компрессоростроения. Однако вопросы экономичности данного способа и расчета регулирующих устройств остаются до настоящего времени малоизученными. Существующая методика расчета регулирующих устройств [1] не позволяет ни оценить потери, сопровождающие процесс регулирования, ни рационально выбрать сечение присоединяющего дополнительную полость клапана.

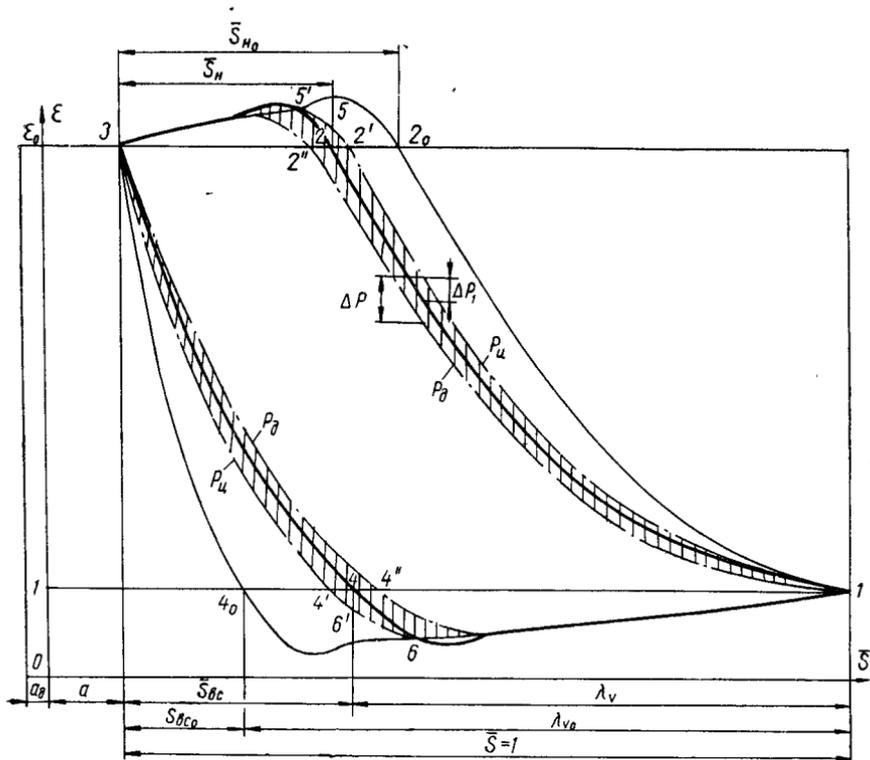


Рис. 1. Индикаторная диаграмма ступени компрессора с присоединенной дополнительной полостью.

Экономичность работы компрессора при регулировании присоединением дополнительной полости характеризуется, прежде всего, величиной потерь давления, возникающих в присоединяющем дополнительной полости клапане в процессе регулирования.

На рис. 1 представлена в относительных координатах индикаторная диаграмма компрессора при работе с присоединенной дополнительной полостью. Здесь 1—2' и 3—4' — процессы изменения давления в полости цилиндра при наличии сопротивления присоединяющего клапана соответственно при сжатии и расширении; 1—2'' и 3—4'' — то же для дополнительной полости. При отсутствии сопротивления присоединяющего клапана индикаторная диаграмма будет иметь вид 1—2—3—4—1.

Как видно из диаграммы, избыточная работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления присоединяющего клапана, определяется не полным перепадом давлений между полостью цилиндра и рабочей полостью (ΔP), а той его частью, которая выходит за пределы площади индикаторной диаграммы 1—2—3—4 (ΔP_1).

Для определения избыточной работы необходимо знание термодинамических зависимостей, определяющих течение газа через клапан, т. е. уравнение процесса.

Воспользовавшись методом Н. М. Глаголева [1] для расчета рабочего процесса поршневого двухкамерного двигателя, после некоторых преобразований получим дифференциальное уравнение потерь давления в присоединяющем клапане, содержащее лишь безразмерные комплексы:

$$\begin{aligned} \frac{p \chi_{сж}}{d\alpha} = & \frac{2\sqrt{2k} \chi_{сж}^{0,5}}{\pi M_{\partial.сж} f(\alpha)} \left[1 - \frac{0,3\chi_{сж}}{\left(\frac{1+a+a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}\right) + \frac{\chi_{сж} a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}} \right] \times \\ & \times \left[\left(\frac{1+a+a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}\right) + \frac{\chi_{сж} a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}} \right]^{\frac{2k-1}{2k}} \cdot \left\{ 1 + \frac{f(\alpha)}{2a_{\partial}} \times \right. \\ & \left. \frac{\left[\left(\frac{1+a+a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}\right)^k + \frac{\chi_{сж} a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}} \right]}{\left[\left(\frac{1+a+a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}\right)^k - \frac{\chi_{сж} f(\alpha)}{2a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}} \right]} \right\}^{\frac{1}{k}-1} - \\ & - k \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \left[\left(\frac{1+a+a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}}\right)^k + \frac{\chi_{сж} a_{\partial}}{a_{\partial} + \frac{f(\alpha)}{2}} \right]. \end{aligned} \quad (1)$$

для процесса расширения

$$\begin{aligned}
 \frac{dx}{da} = & - \frac{2m\sqrt{2\kappa_p}}{\sqrt{k}\pi M_{д.р} f(a)} \left[1 - \frac{0,3\kappa_p}{\left(\frac{a_0 + a}{a_0 + \frac{f(a)}{2}}\right)^m + \frac{\kappa_p f(a)}{2\left(a_0 + \frac{f(a)}{2}\right)}} \right] \times \\
 & \times \left[\left(\frac{a_0 + a}{a_0 + \frac{f(a)}{2}}\right)^m + \frac{\kappa_p f(a)}{2\left(a_0 + \frac{f(a)}{2}\right)} \right]^{\frac{2m-1}{2m}} \cdot \left\{ \frac{f(a)}{2a_0} + \right. \\
 & \left. + \frac{\left[\left(\frac{a_0 + a}{a_0 + \frac{f(a)}{2}}\right)^m - \frac{\kappa_p a_0}{a_0 + \frac{f(a)}{2}} \right]^{\frac{m-1}{m}}}{\left[\left(\frac{a_0 + a}{a_0 + \frac{f(a)}{2}}\right)^m + \frac{\kappa_p f(a)}{2\left(a_0 + \frac{f(a)}{2}\right)} \right]^{\frac{m-1}{m}}} \right\} + m \frac{f'(a)}{f(a)} \left[\left(\frac{a_0 + a}{a_0 + \frac{f(a)}{2}}\right)^m + \right. \\
 & \left. + \frac{\kappa_p f(a)}{2\left(a_0 + \frac{f(a)}{2}\right)} \right]. \quad (2)
 \end{aligned}$$

Здесь $\kappa_{сж} = \frac{P_v - P_0}{P_{вс}}$ — безразмерная потеря давления в присоеди-

няющем клапане при сжатии; $\kappa_p = \frac{P_d - P_u}{P_n}$ — то же при расшире-

нии; P_u и P_d — давление соответственно в цилиндре и дополнительной полости, n/m^2 ; $P_{вс}$ и P_n — давления всасывания и нагнетания регулируемой ступени, n/m^2 ; a — относительная величина основного мертвого пространства; a_0 — то же дополнительной полости; k — показатель адиабаты сжимаемого газа; m — показатель политроны расширения газа из дополнительной полости; $f(a) = 2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos a - \frac{\lambda}{4} \cos 2a$ — безразмерная функция относительного изменения объема цилиндра по углу поворота кривошипа, отнесенная к половине рабочего объема цилиндра; $f'(a)$ — производная от функции $f(a)$; $M_{д.сж}$ — критерий скорости потока газа через присоединяющий клапан при сжатии; $M_{д.р}$ — то же при расширении.

$$M_{д.сж} = \frac{2\omega r F}{\pi \alpha_{сж} f_k \sqrt{kRT_{вс}}}; \quad (3)$$

$$M_{д.р} = \frac{2\omega r F}{\pi \alpha_p f_k \sqrt{kRT_n}}; \quad (4)$$

где r — радиус кривошипа компрессора, m ; F — площадь поршня ступени, m^2 ; $T_{вс}$ и T_n — соответственно номинальная температура

всасывания и нагнетания, °К; f_k — площадь прохода присоединяющего клапана, m^2 ; $\alpha_{сж}$ и α_p — коэффициенты расхода присоединяющего клапана соответственно при сжатии и расширении (при прямом и обратном потоке газа); R — газовая постоянная сжимаемого газа, $дж/кг\text{ }^\circ\text{C}$; ω — угловая скорость вращения, $рад/сек$; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Доля общей потери давления, непосредственно увеличивающая индикаторную работу ступени при работе с присоединенной дополнительной полостью, находится из выражений:

$$\alpha_{1сж} = \frac{\Delta P_{1сж}}{P_{вс}} = \alpha_{сж} \frac{a_d}{a_d + \frac{f(a)}{2}}; \quad (5)$$

$$\alpha_{1p} = \frac{\Delta P_{1p}}{P_{н}} = \alpha_p \frac{a_d}{a_d + \frac{f(a)}{2}}. \quad (6)$$

В уравнениях (1)—(2) были сделаны следующие допущения: процессы сжатия газа в полости цилиндра и дополнительной полости и течения через присоединяющий клапан приняты адиабатическими; коэффициент расширения газа, учитывающий его сжимаемость при прохождении через присоединяющий клапан, принят таким же, как и для нормальных диафрагм; температура начала сжатия и расширения приняты равными соответственно температурам всасывания и нагнетания.

Если пренебречь влиянием сопротивления нагнетательных и всасывающих клапанов на процесс течения газа через присоединяющий клапан (площади $5'-5-2$ и $6'-6-4$ на рис. 1), то дополнительная мощность, затрачиваемая в полости компрессора из-за сопротивления присоединяющего дополнительную полость клапана, определится соотношениями:

при сжатии

$$\Delta N_{сж} = 10^{-3} F S f P_{вс} \int_{S_{II}}^1 \alpha_{1сж} dS, \text{ квт}; \quad (7)$$

при расширении

$$\Delta N_p = 10^{-3} F S f P_{н} \int_0^{\bar{S}_{вс}} \alpha_{1p} dS, \text{ квт}. \quad (8)$$

Введя понятие безразмерной теоретической работы, теряемой при сжатии — $i_{сж}$ и при расширении — i_p , потеря мощности в регулируемой полости может быть представлена выражением

$$\Delta N = 10^{-3} F S f P_{вс} (i_{сж} + \varepsilon i_p), \text{ квт}. \quad (9)$$

Здесь S — ход поршня, $мм$; f — частота вращения вала компрессора, $об/сек$; ε — отношение давлений в ступени.

$$i_{сж} = \int_{S_{II}}^1 \alpha_{1сж} dS; \quad (10)$$

$$i_p = \int_0^{\bar{S}_{вс}} \alpha_{1p} dS. \quad (11)$$

Как явствует из уравнений (1) и (2), потеря давления в присоединяющем клапане при $a \text{ const}$ и $\lambda \text{ const}$ (влияние последней крайне незначительно) является функцией трех параметров: безразмерного критерия $M_{д.сж}$ (для процесса сжатия) или $M_{д.р}$ (для процесса расширения), относительной величины дополнительной полости a_d и угла поворота кривошипа компрессора, который с помощью известных соотношений может быть заменен относительной величиной хода поршня, что оказывается более удобным при расчетах.

Поскольку при проектировании регулирующего устройства всегда следует стремиться к созданию благоприятной аэродинамической формы присоединяющего клапана как при течении газа из цилиндра в дополнительную полость, так и в обратном направлении, значения коэффициентов $\alpha_{сж}$ и α_p в выражениях (3) и (4) можно полагать не сильно отличающимися друг от друга.

Тогда при $\alpha_{сж} = \alpha_p$ параметры $M_{д.сж}$ и $M_{д.р}$ могут быть связаны соотношением

$$M_{д.р} = M_{д.сж} \sqrt{\frac{T_{вс}}{T_n}} \quad (12)$$

или, выразив отношение температур через отношение давлений в ступени ε ,

$$M_{д.р} = M_{д.сж} \varepsilon^{\frac{k-1}{2k}}. \quad (13)$$

При $a_d = \text{const}$ и $\varepsilon = \text{const}$ положение точек начала всасывания $\bar{S}_{вс}$ (см. рис. 1) и начала нагнетания \bar{S}_n определяется известными соотношениями [1].

В этом случае значению безразмерной теоретической работы, теряемой при сжатии ($i_{сж}$), при постоянных значениях величин $M_{д.сж}$, a_d и ε соответствует определенное значение безразмерной работы, теряемой при расширении (i_p), определяемое с учетом соотношения (13). Таким образом, представляется возможным при известных значениях $M_{д.сж}$, a_d и ε определить суммарную работу, теряемую в процессах сжатия и расширения

$$i_\varepsilon = i_{сж} + \varepsilon i_p. \quad (14)$$

При этом с целью уменьшения погрешности, вносимой предположением о равенстве коэффициентов $\alpha_{сж}$ и α_p , параметр $M_{д.сж}$ следует заменить выражением

$$M_{д.сж} = \frac{2\omega r F}{\pi \alpha_{ср} f_k V \sqrt{kRT_{вс}}}, \quad (15)$$

где $\alpha_{ср} = \frac{\alpha_{сж} + \alpha_0}{2}$.

Для возможных при проектировании компрессорных машин значений параметров $a_d = 0,2 + 1,0$ и $M_d = 0,1 + 0,8$ на ЭВМ было произ-

ведено решение уравнений (1) и (2) численным методом и выполнены последующие расчеты согласно зависимостям (5), (6), (10), (11) и (14). Решение произведено при $a = 0,1$ и $\lambda = 1/4,5$ для всех возможных сочетаний параметров a_d и M_d в пределах выбранного ряда и справедливо для всех двухатомных газов ($k=1,4$).

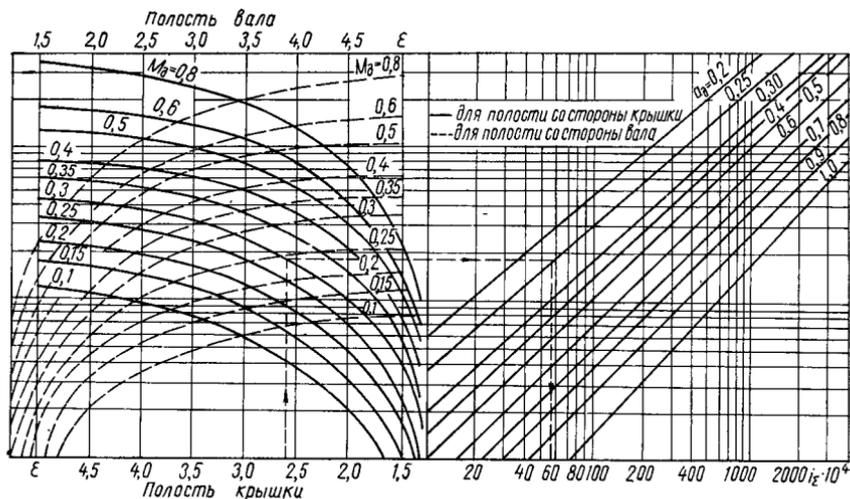


Рис. 2. Суммарная безразмерная работа, теряемая в присоединяющем клапане.

Результаты расчетов представлены в виде номограммы (рис. 2), с помощью которой суммарная безразмерная потеря работы в присоединяющем клапане определяется для любых сочетаний параметров M_d , a_d и ϵ .

Мощность, теряемая в процессе регулирования, находится из выражения

$$\Delta N_d = 10^{-3} F S f P_{вс} i \epsilon, \text{ квт.} \quad (16)$$

Таким образом, на основании теоретических зависимостей (1) и (2), определяющих течение газа через присоединяющий клапан, и последующей обработки результатов их численного решения, разработана достаточно простая методика расчета потерь мощности в клапане при регулировании производительности присоединением дополнительных полостей.

Расчет потерь производится следующим образом:

конструктивно задавая размер присоединяющего дополнительную полость клапана, по известным параметрам компрессора определяется значение осредненного критерия скорости потока газа M_d по выражению (15);

по известным из термодинамического расчета значениям a_d и ϵ и найденному выше значению M_d по номограмме (см. рис. 2) в зависимости от положения регулируемой полости (сторона крышки

или сторона вала) определяется суммарная безразмерная работа, теряемая в процессах сжатия и расширения;

по выражению (16) определяется потеря мощности, вызываемая сопротивлением присоединяющего дополнительную полость клапана. В правильно спроектированном регулирующем устройстве потеря мощности в клапане должна быть ограничена условием

$$\Delta N_{\sigma} < (0,06 - 0,10)(1 - \sigma)N_{\text{пол}}, \text{ квт}, \quad (17)$$

где $N_{\text{пол}}$ — индикаторная мощность регулируемой полости при полной производительности; при значениях $k \neq 1,4$ найденная ранее суммарная безразмерная работа должна быть откорректирована

$$i'_{\Sigma} = i_{\Sigma} \frac{k}{1,4}, \quad (18)$$

где i'_{Σ} — суммарная работа при $k \neq 1,4$.

Настоящая методика расчета потерь мощности справедлива при значениях $0,07 < a < 0,15$ и в пределах значений параметров $a_{\text{д}} = 0,2 - 1,0$ и $M_{\text{д.сж}} = 0,1 - 0,8$. Исходные зависимости (1) и (2) проверены экспериментально. Совпадение экспериментальных данных с результатами теоретического анализа достаточно хорошее: максимальное расхождение теоретических и экспериментальных значений работы, теряемой в клапане, не превышает 8—10%.

Суммарная погрешность метода, с учетом допущений, сделанных при построении номограммы, не превышает 12—15%.

ЛИТЕРАТУРА

- Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
Глаголев Н. С. Рабочие процессы Д.В.С. М., Машгиз, 1950.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ПРОЕКТНЫЙ ИНСТИТУТ
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ И НЕФТЕХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В. Б. Гридин, канд. техн. наук
А. З. Миркин, инженер

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ СВОБОДНОПОРШНЕВЫХ (БЕЗВАЛЬНЫХ) ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРОВ

Общепринятая схема поршневого детандера с шатунно-кривошипным механизмом затрудняет создание машин высокой производительности: диаметр поршня детандера ограничивается усилием на штоке, а быстроходность — прочностью деталей газораспределительного механизма. Для создания поршневых детандеров, отвечающих современным требованиям химической промышленности и электронной техники, требуются принципиально новые конструктивные решения.

Наиболее перспективным является создание свободно-поршневых (или безвальных) детандер-компрессоров (БДК), которые обладают следующими преимуществами:

более высокая производительность за счет увеличения диаметра поршня детандера и повышения быстроходности;

уменьшение в несколько раз веса и габаритов;

полная динамическая уравновешенность, исключающая необходимость устройства специального фундамента и усиленных рам, что особенно важно при использовании детандеров в транспортных установках и летательных аппаратах;

отсутствие специального тормозного устройства;

преобразование с минимальными потерями энергии расширяющегося в детандере газа в энергию сжатого в компрессоре газа, который может быть использован в этой же технологической установке;

возможность сравнительно легко выполнить компрессор герметичным;

возможность применения компрессора в миниатюрных холодильных системах, работающих по замкнутому циклу (например, цикл Джибфорда—Мак-Магона);

отсутствие таких трудоемких деталей, как коленчатый вал, шатун и др., что делает БДК технологичнее и дешевле вальных машин.

Принцип действия БДК вне зависимости от конкретной конструктивной схемы заключается, во-первых, в том, что индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре детандера, должна быть достаточной и поглощаться без остатка потребителями мощности — компрессорными и буферными цилиндрами и трущимися деталями и, во-вторых, в том, что энергия газа, расширяющегося в мертвых и буферных пространствах, должна быть достаточной для возврата поршней в исходное рабочее положение.

Геометрические размеры цилиндра детандера определяются на основании теплового расчета [1, 2] из условий применения детандера в установке или охлаждающем устройстве для обеспечения нужного количества и качества холода.

При расчете компрессорных цилиндров следует учитывать их использование в технологической схеме установки или в охлаждающем устройстве. Если компрессор используется в установке как дополнительный, параллельно с основным, то задается конечное давление и расчетом определяется возможная производительность. Если же компрессор используется как одна из ступеней сжатия, то задается производительность и определяется возможное повышение давления.

Определение диаметра компрессора и величины его мертвого объема основывается на соотношении энергетического баланса, которое решается графоаналитическим методом [3] или аналитически с применением электронно-вычислительной машины.

Кинематика и динамика БДК, как и всех свободнопоршневых машин, зависит исключительно от закономерностей изменения давления газа в рабочих цилиндрах. Определение числа циклов БДК расчетным путем может быть выполнено так же, как и для СПДК [3] — графоаналитическим методом.

Создание конструкции свободнопоршневого детандер-компрессора облегчается появлением таких новых решений в детандеростроении, как применение прямоточного движения газа [2], внутренний привод клапанов и бесклапанное газораспределение (авторские свидетельства № 153280 и 167708 за 1963 г.), создание детандеров и компрессоров с несмазываемым поршневым уплотнением и др.

В 1964—1967 гг. во Всесоюзном научно-исследовательском и проектном институте нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности (ВНИИнефть) совместно с кафедрой Э-5 МВТУ им. Баумана был изучен отечественный и зарубежный опыт по разработке и исследованию свободнопоршневых машин, разработаны различные конструктивные схемы свободнопоршневых детандер-компрессоров (БДК), разработана методика расчета этих машин, в том числе с применением электронно-вычислительной машины «НАИРИ». В 1966 г. выполнен рабочий проект безвального детандер-компрессора БДК-1, а в 1967 г. изготовлен образец опытным заводом НИИхиммаш. Испытания машины начаты в 1968 г. во ВНИИкриогенмаш.

Работы по созданию БДК проводятся и за рубежом, например, в Англии (детандер М. Е. Кларка и И. Б. Гарднера [4]).

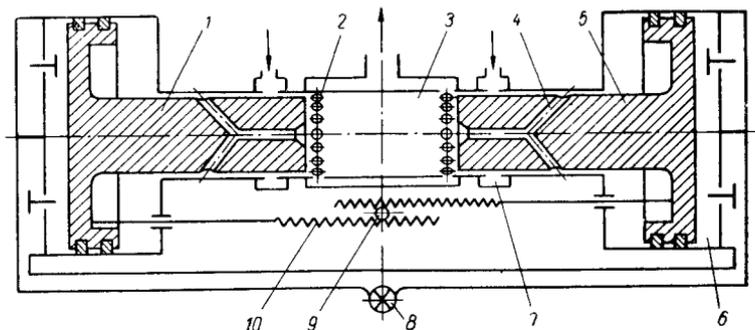


Рис. 21. Принципиальная схема симметричного свободнопоршневого детандер-компрессора.

В зависимости от назначения и особенностей их применения БДК могут быть выполнены по различным конструктивным схемам. На рис. 1 изображена симметричная схема БДК, преимуществами которой являются полная уравновешенность в работе и возможность выполнения детандера большой производительности.

Для упрощения конструкции детандер выполнен с бесклапанным, золотниковым газораспределением. В корпусе расположены два поршня 1 и 5, соединенные между собой синхронизирующим механизмом, состоящим из двух зубчатых реек 10 и шестерни 9. Сжатый газ поступает в цилиндр детандера 3, расположенный в

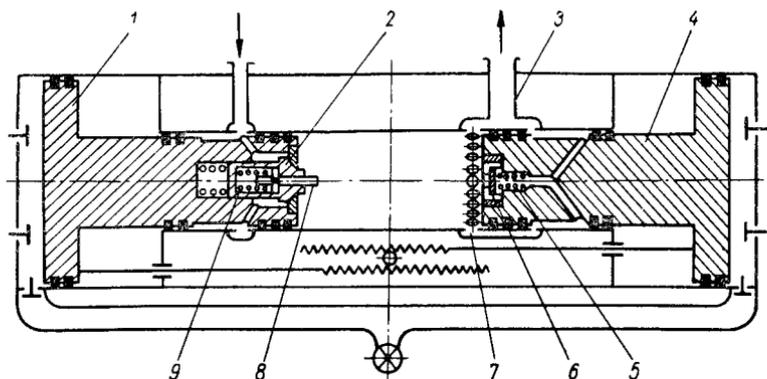


Рис. 2. Схема свободнопоршневого детандер-компрессора с клапанным газораспределением.

средней части машины, через окна 7 в цилиндре и каналы 4 в поршнях, когда поршни подходят к верхней мертвой точке (в. м. т.). Под действием сжатого газа поршни расходятся по направлению к нижней мертвой точке (н. м. т.), при этом в цилиндре детандера происходит расширение газа с соответствующим понижением температуры, а в компрессорных цилиндрах 6, расположенных снаружи, — сжатие и нагнетание газа. При достижении поршнями н. м. т. расширенный холодный газ выходит через окна 2 и поршни под действием давления газа, оставшегося в мертвых пространствах компрессорных цилиндров, движутся к в. м. т.

Необходимое давление в компрессорных цилиндрах обеспечивается клапаном поддержания давления 8. Мертвые объемы компрессорных цилиндров увеличены по сравнению с обычными компрессорами так, чтобы энергии находящегося в них газа хватило для возврата поршней к в. м. т. При подходе поршней к в. м. т. в цилиндр начинает поступать новая порция сжатого газа и цикл повторяется.

БДК с клапанным газораспределением, например, с применением клапанов с внутренним приводом [5], дает возможность получить несимметричную систему газораспределения и менять величину опережения впуска и обратного сжатия (рис. 2).

При сближении поршней 1 и 4 расширенный газ вытесняется из пространства между ними через открытый под действием пружины 5 клапан 6. На определенной части хода выпускной клапан 6

соприкасается с подвижным толкателем 8, который прижимается пружиной 9, более жесткой, чем пружина 5. Поэтому клапан 6 прижимается к седлу и процесс выпуска газа прекращается. С этого момента начинается процесс поджатия оставшегося в цилиндре газа, длительность которого определяется длиной выступающей части толкателя 8.

Когда торец поршня 4 достигнет нижней кромки впускного клапана 2, клапан открывается и начинается процесс наполнения цилиндра сжатым газом. При удалении поршней друг от друга наполнение продолжается, так как благодаря действию пружины 9, прижимающей подвижный толкатель 8 к поршню 4, клапан 2 остается открытым. Когда подвижный толкатель достигает крайнего положения, впускной клапан 2 садится на седло и процесс наполнения прекращается. С удалением поршней друг от друга при закрытых впускном и выпускном клапанах в детандере газ расширяется, а в компрессорных цилиндрах сжимается. При приближении поршней к н. м. т. открываются выпускные окна 7 и расширенный газ выпускается. Давление в цилиндре становится равным давлению в выпускном коллекторе 3 и в результате под действием пружины 5 открывается выпускной клапан 6.

После максимального удаления поршней под действием расширяющегося газа из мертвых объемов компрессорных цилиндров поршни начинают двигаться в обратную сторону и цикл работы машины повторяется.

БДК может быть выполнен по схеме с одним поршнем. Преимуществом такой конструкции являются простота и высокая надежность, недостатком — неуравновешенность. На рис. 3 изображен детандер-компрессор М. Е. Кларка и И. Б. Гарднера [4].

Поршень 2 размещен в цилиндре 3, с одной стороны которого находится расширительная полость 4, а с другой — компрессорная 1. Детандер и компрессор имеют бесклапанную систему газораспределения, образованную каналами в поршне и окнами в цилиндре.

При пуске детандер-компрессора сжатый газ подается во впускной трубопровод детандера и через выпускные окна 5 и зазор между поршнем и цилиндром поступает в детандерную и компрессорную полости. Так как одна из рабочих полостей (либо детандерная, либо компрессорная) не сообщается с окнами цилиндра, то давление в ней увеличивается и поршень медленно движется по

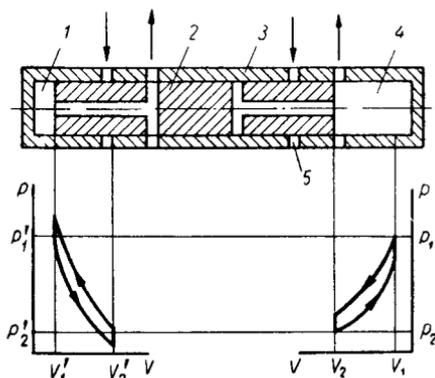


Рис. 3. Схема свободнопоршневого детандер-компрессора с одним поршнем.

направлению к центру. После сообщения каналов поршня с линией высокого давления поршень получает импульс давления и начинается возвратно-поступательное движение.

В этом детандер-компрессоре всего одна подвижная деталь — поршень, который при работе с газовой смазкой практически не изнашивается, в результате чего достигается высокая надежность и долговечность. Такой детандер-компрессор, примененный в гелиевом ожижителе, имел диаметр и ход поршня $1\frac{1}{4}$ и при давлении 25 ата и температуре 24°K на входе в детандер развивал 45 циклов в секунду. Адиабатический к.п.д. такого детандера составлял около 70%. В зависимости от давления подаваемого к детандеру газа быстроходность может меняться от 30 до 50 циклов в секунду. Тормозной компрессор может использоваться как дополнительный, параллельно с основным гелиевым компрессором установки.

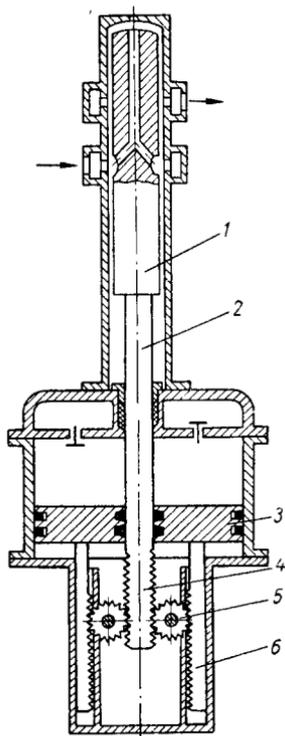


Рис. 4. Несимметричная схема свободнопоршневого детандер-компрессора.

тально усложняет их и ухудшает ряд показателей. Создание свободнопоршневых детандер-компрессоров может обеспечить более высокие термодинамические, конструктивные и эксплуатационные показатели.

В настоящее время накоплен большой опыт по разработке свободнопоршневых машин и производится серийный выпуск свободнопоршневых дизель-компрессоров (СПДК) и генераторов газа (СПГГ), имеющих много общего в принципе действия и в конструкции со свободнопоршневыми детандер-компрессорами. Однако свободнопоршневые детандер-компрессоры как холодопроизводящие

Несимметричная схема БДК (рис. 4) обеспечивает динамическую уравновешенность и возможность встраивать детандер в охлаждающее устройство [6]. Поршень детандера 1 расположен соосно с поршнем компрессора 3. Хвостовик 2 поршня детандера, имеющий на конце зубчатую рейку 4 с двумя рядами симметрично расположенных зубьев, проходит через центральное отверстие в поршне компрессора, который также имеет зубчатые рейки 6. Зубчатые рейку детандерного и компрессорного поршней находятся в зацеплении с шестернями 5 благодаря чему обеспечивается движение поршней в противоположные стороны с одинаковой скоростью.

машины, имеют ряд специфических особенностей, что требует проведения специальных теоретических и экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Страхович К. И.* и др. Расширительные машины. М., «Машиностроение», 1966.
2. *Гридин В. Б.* О применении в поршневом детандере принципа прямотока рабочего тела. «Известия вузов, Машиностроение», 1959, № 4.
3. *Пульманов Н. В.* Дизель-компрессоры со свободно движущимися поршнями. М., Машгиз, 1959.
4. *M. E. Clarke, I. B. Gardner.* New developments in expansion machinery for low temperature refrigerators. International cryogenic engineering conference, Japan, 1967.
5. *Бродянский В. М., Миркин А. З. и Савинова Н. М.* Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авторское свидетельство № 207939 от 18/XI 1966 г.
6. *Миркин А. З.* Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авторское свидетельство № 1189740 от 2/X 1967 г.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н. Э. БАУМАНА

В. И. Милованов, инженер

ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ГЕРМЕТИЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Одним из наиболее перспективных путей повышения долговечности узлов и деталей холодильных компрессоров является использование принципа функциональной взаимозаменяемости при их конструировании и изготовлении. Максимальные допуски на функциональные параметры деталей и узлов определяются из условия сохранения ими в заданных пределах эксплуатационных показателей в течение всего срока службы, поэтому при их назначении предусматривается гарантированный запас точности, характеризуемый коэффициентом K_T . Этот коэффициент определяет отношение допустимой погрешности детали, узла в конце срока эксплуатации к погрешности новой детали, узла [1].

Исходя из этого, исследование в области функциональной взаимозаменяемости герметичных поршневых компрессоров, созданных в последние годы [2], [3], ведутся в двух направлениях:

влияние изменения функциональных параметров деталей, обусловленного их износом в процессе эксплуатации, на объемные и энергетические показатели компрессоров;

влияние погрешностей функциональных параметров деталей на их износ в период приработки и эксплуатации.

По первому направлению автором теоретически и экспериментально исследовано влияние величины зазора в сопряжении поршень—цилиндр герметичного компрессора на его эксплуатационные показатели. При теоретическом исследовании и выводе формул для расчета протечек газа через зазор в сопряжении поршень—ци-

линдр в зависимости от величины зазора, конструктивных параметров и режима работы компрессора за основу приняты работы [4], [5], [6], использованы уравнение баланса удельной энергии для установившегося потока газа в дифференциальной форме, формула Дарси и другие зависимости из курса гидравлики [7], достаточные для вывода формул, проверяемых экспериментально. Кроме того, были приняты следующие допущения, упрощающие задачу:

поток газа в зазоре является установившимся;

величина зазора равна полуразности диаметров цилиндра и поршня и постоянна как по окружности, так и по длине;

величина скорости газа постоянна по поперечному сечению и по длине зазора и определяется как средняя по поперечному сечению; процесс движения газа по зазору адиабатический.

После ряда преобразований уравнения баланса удельной энергии для установившегося потока газа в дифференциальной форме и интегрирования его получено следующее выражение для количества газа, протекающего через зазор в единицу времени,

$$G_n = \pi D \Delta \sqrt{\frac{\frac{k g p_1}{(k+1) \gamma_1^2} [\gamma_2^{(k+1)} - \gamma_1^{k+1}]}{\alpha_K \ln \frac{\gamma_2}{\gamma_1} + \frac{\lambda L}{4 \Delta}}}, \quad (1)$$

где D — средний диаметр зазора; Δ — величина зазора в сопряжении; k — показатель адиабаты; g — ускорение силы тяжести; p_1 — давление газа в полости низкого давления; γ_1 — удельный вес газа в полости низкого давления; γ_2 — то же, полости высокого давления; α_K — поправка Кориолиса; λ — коэффициент сопротивления трения по длине; L — длина поршня.

Для учета реальных условий течения газа в зазоре (наличия смазочного масла, местных гидравлических сопротивлений и др.) в выражении (1) заменили k величиной m

$$m = \psi^3 k, \quad (2)$$

где ψ — эмпирический коэффициент, определяемый экспериментально.

Окончательно формула для G_n приняла вид

$$G_n = \pi D \Delta \sqrt{\frac{\frac{m g p_1}{(m+1) \gamma_1^2} [\gamma_2^{m+1} - \gamma_1^{(m+1)}]}{\alpha_K \ln \frac{\gamma_2}{\gamma_1} + \frac{\lambda L}{4 \Delta}}}. \quad (3)$$

Для герметичного компрессора ФГП-2,2, работающего на фреоне 22 со смазкой маслом ХФ-12 и имеющего поршень с двумя поршневыми канавками, $\psi = 1,21$.

Коэффициент сопротивления по длине определяли для ламинарного потока газа по теоретической формуле

$$\lambda = \frac{96}{\text{Re}}, \quad (4)$$

а при турбулентном потоке по экспериментальной формуле С. Е. Захаренко

$$\lambda = 0,9 \cdot \text{Re}^{-0,368} \quad (5)$$

где Re — критерий Рейнольдса.

При этом по результатам исследования [5] считали движение газа ламинарным при $\text{Re} = 1600$.

Для нашего случая

$$\text{Re} = \frac{2 G_{\text{п}}}{g \mu \pi D}, \quad (6)$$

где μ — динамический коэффициент вязкости.

Расчет $G_{\text{п}}$ следует вести методом последовательных приближений. Так как протечки через зазор в сопряжении поршень — цилиндр, происходящие в процессе обратного хода поршня, мало влияют на объемные коэффициенты компрессора; необходимо учитывать только протечки в период сжатия и нагнетания. Если для упрощения считать началом сжатия момент нахождения поршня в нижней мертвой точке, а мертвый объем цилиндра принять равным нулю, то в процессе сжатия удельный вес газа в цилиндре изменяется обратно пропорционально расстоянию от поршня до клапанной доски цилиндра S

$$\gamma = \frac{2 r \gamma_1}{S}, \quad (7)$$

где r — радиус кривошипа; γ_1 — удельный вес газа в момент начала сжатия.

Если принять угол поворота кривошипа φ равным нулю в момент начала сжатия, то можно записать выражение для величины S

$$S = r (1 + \cos \varphi) + l_{\text{ш}} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l_{\text{ш}}^2} \sin^2 \varphi} \right), \quad (8)$$

где $l_{\text{ш}}$ — длина шатуна.

Зависимость S от φ для значения $r = 13$ и $l_{\text{ш}} = 52$ мм приведена на рис. 1, а. Считая параметры газа в начале процесса сжатия равными параметрам газа в полости всасывания, а в конце сжатия — параметрам газа в полости нагнетания, находим величину S_2 расстояния от поршня до клапанной доски в конце сжатия

$$S_2 = 2 r \frac{\gamma_1}{\gamma_2}, \quad (9)$$

где γ_1 — удельный вес газа в полости всасывания; γ_2 — то же в полости нагнетания.

По графику $S = f(\varphi)$ (см. рис. 1, а) определим угол сжатия, соответствующий значению S_2 .

Пользуясь выражениями (5) и (6), строим зависимость удельного веса газа в процессе сжатия от угла поворота кривошипа, которая после окончания процесса сжатия представляет собой пря-

мую линию, параллельную оси абсцисс (рис. 1, б). Тогда сумму протечек газа $G_{п.об}$ через зазор в одном сопряжении поршень — цилиндр за один оборот коленчатого вала найдем из выражения

$$G_{п.об} = \tau G_{п2} \frac{\varphi_2}{2\pi n} + G_{п2} \frac{\pi - \varphi_2}{2\pi n}, \quad (10)$$

где $G_{п2}$ — весовое количество протечек газа через зазор в единицу времени, определяемое параметрами газа в полостях всасывания и

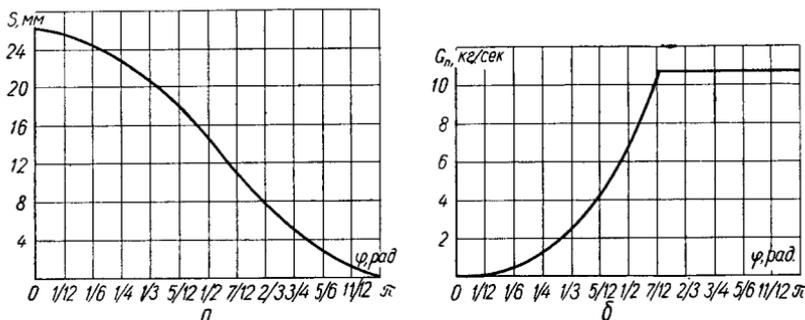


Рис. 1. Зависимости от угла поворота кривошипа:

а — расстояния от поршня до клапанной доски компрессора; б — весового количества протечек газа через зазор в поршневом сопряжении.

нагнетания; n — число оборотов вала в единицу времени; τ — отношение суммы протечек газа за период сжатия к величине протечек за то же время, определяемой параметрами всасывания и нагнетания

$$\tau = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} G_{п2} d\varphi}{\varphi_2 G_{п2}}. \quad (11)$$

Для герметичного поршневого компрессора, работающего на фреоне 22 в режимах кондиционирования воздуха, τ изменяется в пределах от 0,2 до 0,3 в зависимости от режима работы.

Умножив обе части равенства (10) на число оборотов и произведя некоторые преобразования, получим выражение для количества протечек газа в единицу времени, которое имеет место в одном цилиндре компрессора

$$G_{п.ц} = \frac{G_{п2}}{2\pi} [\pi - \varphi_2 (1 - \tau)]. \quad (12)$$

С помощью предложенных формул и методики было рассчитано количество протечек газа в зависимости от величины зазора для различных режимов работы одноцилиндрового компрессора ФГП-2,2. Компрессор ФГП-2,2 испытывался при двенадцати режимах работы на калориметрическом стенде в соответствии с требованиями ГОСТ 10613—63. Различные зазоры в сопряжении пор-

шень — цилиндр получены изготовлением поршней, отличающихся только наружным диаметром. Диаметральный зазор рассчитан с учетом шероховатости поверхностей трения [10] по формуле

$$2 \Delta = D_{\text{изм.ц}} - D_{\text{изм.п}} + 4 (R_{a1} + R_{a2}), \quad (13)$$

где $D_{\text{изм.ц}}$ — измерительный диаметр цилиндра; $D_{\text{изм.п}}$ — то же поршня; R_{a1} — среднее арифметическое отклонение профиля поверхности цилиндра; R_{a2} — то же поршня.

Параметры шероховатости R_{a1} и R_{a2} определялись на профилометре-профилографе завода «Калибр», модель 201. При экспериментальном исследовании величину 2Δ изменяли в пределах от 15 до 80 мкм.

Имея расчетные зависимости величины протечек газа через зазор в поршневом сопряжении компрессора от величины зазора, построили зависимости расчетного коэффициента плотности $\lambda_{\text{пл}}$, учитывающего только эти протечки. Так как испытывали один и тот же компрессор с поршнями, отличающимися только наружным диаметром, считали коэффициенты потерь от обратного расширения газа, оставшегося в мертвом объеме $\lambda_{\text{с}}$, потерь от дросселирования во всасывающих клапанах $\lambda_{\text{др}}$, подогрева $\lambda_{\text{ш}}$ и потерь от протечек в клапанах $\lambda_{\text{пл}}$ [8] постоянными для каждого режима работы при всех значениях зазоров. Произведение этих четырех коэффициентов в каждом режиме работы компрессора определили как частное от деления действительного коэффициента подачи компрессора $\lambda_{\text{к}}$ на расчетный коэффициент плотности $\lambda_{\text{пл.р}}$ при минимальном зазоре в сопряжении поршень — цилиндр. Перемножив определенное таким образом произведение коэффициентов на значения $\lambda_{\text{пл.р}}$ при различных значениях зазоров, получили зависимости расчетных значений коэффициента подачи компрессора от величины зазора, которые сравнили с действительными значениями коэффициента подачи, полученными при испытаниях компрессора.

Расчетную весовую производительность компрессора G_a , определенную как произведение теоретической весовой производительности идеального компрессора на расчетные значения коэффициента подачи [8], сравнили с действительной весовой производительностью компрессора, определенной экспериментально. Максимальные расхождения между теоретическими и действительными зависимостями G_a и $\lambda_{\text{к}}$ компрессора от величины зазора не превышали 6%.

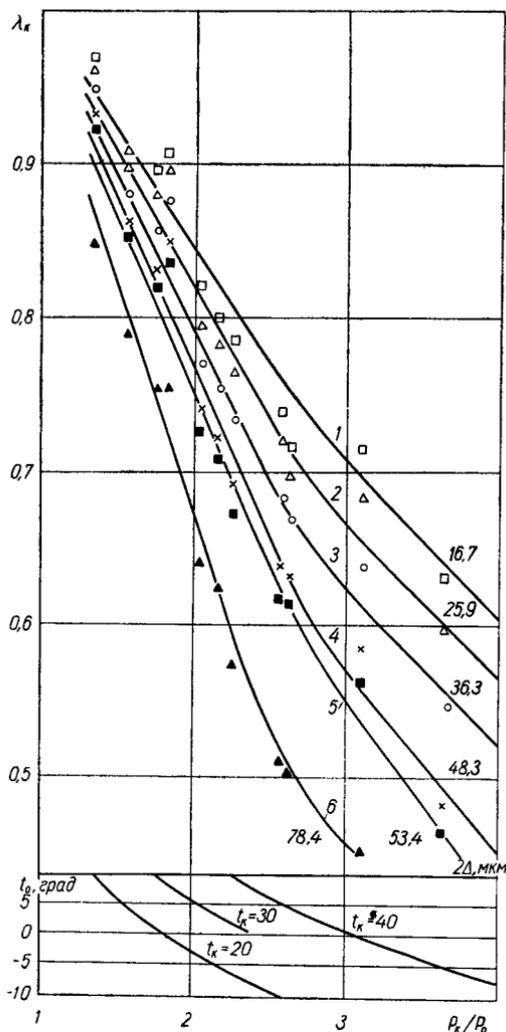
Кроме того, были получены зависимости холодопроизводительности, электрической мощности, электрической удельной холодопроизводительности, температуры нагнетания и температуры обмоток электродвигателя компрессора от величины зазора в сопряжении поршень — цилиндр. Экспериментальные зависимости коэффициента подачи компрессора ФГП-2,2 от степени сжатия (режима работы) при различных величинах зазора в поршневом сопряжении представлены на рис. 2.

Данные проведенного исследования позволяют судить о влиянии обусловленного износом роста зазора в сопряжении поршень — цилиндр герметичного компрессора на его объемные и энергетические показатели.

По второму направлению исследований герметичных компрессоров в области функциональной взаимозаменяемости проводится ряд экспериментальных работ по выявлению влияния исходных зазоров в сопряжениях компрессора, отклонений формы и шероховатости поверхности трения на их износоустойчивость в процессе приработки и эксплуатации. Исследования износа поверхностей трения герметичных компрессоров не выявили зависимости длительности периода приработки, интенсивности износа и роста зазоров в сопряжениях от исходной величины зазоров [9].

Экспериментальные работы по выявлению влияния шероховатости поверхностей деталей на их приработку и износ продолжаются.

Рис. 2. Экспериментальные зависимости коэффициента подачи компрессора ФГП-2,2 от степени сжатия p_k/p_0 (температуры испарения t_0 и температуры конденсации t_k °С) при различных зазорах в поршневом сопряжении.



ЛИТЕРАТУРА

1. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость и качество машин и приборов. М., Изд-во Комитета стандартов, 1967.
2. Мельниченко Л. Г. и др. Исследование различных систем охлаждения герметичных компрессоров. «Холодильная техника», 1964, № 3.
3. Редкозуб Б. Д. Новые герметичные компрессоры для кондиционеров. «Холодильная техника», 1967, № 12.

4. *Захаренко С. Е.* К вопросу о протечках газа через щели. «Труды Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина», 1953, № 2.
5. *Захаренко С. Е.* Экспериментальное исследование протечек газа через щели. «Труды Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина», 1953, № 2.
6. *Захаренко С. Е.* Расчет коловратных компрессоров. «Труды Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина», 1954, № 2.
7. *Яблонский В. С.* Краткий курс технической гидромеханики. М., Госиздат физико-математической литературы, 1961.
8. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. I, М., Госторгиздат, 1960.
9. *Милованов В. И.* и др. Износоустойчивость поверхностей трения герметичных поршневых компрессоров. «Холодильная техника», 1968, № 9.
10. *Bartmann L.* Losses due leakage in piston compressors. Proceedings of the XII th. Internationale Congress of Pefrigeration, 1968.

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР ЗАВОДА «ДВИГАТЕЛЬ РЕВОЛЮЦИИ»

Б. М. Гончар, Е. Д. Соложенцев, кандидаты техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОРШНЕВЫХ МАШИН НА ЭВМ

В настоящее время появились совершенно самостоятельные направления в изучении отдельных фаз рабочего процесса двигателей и компрессоров, такие как сгорание, теплообмен, работа автоматических самодействующих клапанов. Каждая из перечисленных областей представляет самостоятельную научную дисциплину со специфическим математическим аппаратом, специализированной методикой исследования и огромным запасом данных. В то же время теория рабочего процесса поршневой машины уже не может удовлетворять требованиям инженерной практики и сохранила свое значение только в учебном процессе как первое приближение к действительности.

Попытки объединить и связать самостоятельные разделы предпринимались и ранее, однако, ввиду большого количества информации и расчетных соотношений по взаимосвязи фаз рабочего процесса такая работа может быть выполнена только с использованием электронно-вычислительной техники. Работы по созданию таких методов расчета были начаты в 1961 г. в ЦНИДИ.

В ходе разработки методики выяснилось, что использование ЭВМ и описание всего рабочего цикла как единой совокупности взаимосвязанных процессов, протекающих одновременно в различных полостях машины, позволяют сделать качественный скачок и перейти к численному моделированию рабочего процесса поршневой машины в целом.

От понятия «расчет» содержание термина «численное моделирование» отличается тем, что подразумевается непрерывное одновременное воспроизведение многих параметров рабочего процесса в ряде следующих друг за другом циклов работы двигателя. В ряде

случаев «численное моделирование», как показывает практика, позволяет решать задачи, которые практически невозможно решить путем расчета вручную, а в некоторых случаях даже постановкой специального эксперимента.

Рассмотрим моделирование рабочего процесса поршневой машины на примере свободнопоршневого генератора газов, работающего на газовую турбину. Рабочий процесс в каждой полости — дизельной, компрессорной, буфере, продувочном и выхлопном ресиверах — описан однотипной системой дифференциальных уравнений. Всего уравнений более 30.

Приводим систему дифференциальных уравнений для дизеля:

$$(c'_v G' + c''_v G'') \frac{dT}{dt} = [Q_H - (L_0 - 1) u'' + L_0 u'] \frac{dq_x}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} - 2 A p c F_d - (i_b - u_b) \frac{dG_b}{dt} + (i'_s - u') \frac{dG_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\frac{dG'}{dt} = \frac{dG_n}{dt} - r' \frac{dG_b}{dt} - \frac{dq_x}{dt} L_0; \quad (2)$$

$$\frac{dG''}{dt} = -r'' \frac{dG_b}{dt} + \frac{dq_x}{dt} (L_0 + 1); \quad (3)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_0 F_x (T_w - T) \frac{1}{3600}; \quad (4)$$

$$\frac{dG_b}{dt} = \mu_b f_b \frac{c_b}{v_b}; \quad (5)$$

$$\frac{dG_n}{dt} = \mu_n f_n \frac{c_n}{v_n}; \quad (6)$$

$$p = \frac{(G' + G'')RT}{v \cdot 10^4}. \quad (7)$$

Здесь t — время, сек; c — скорость поршня, м/сек; p , T — давление и температура в цилиндре дизеля, кг/см² и К°; F_d — площадь поршня дизеля, см²; v — объем цилиндра дизеля, м³; G' , G'' — вес чистого воздуха и чистых продуктов сгорания в цилиндре, кг; r' , r'' — доля чистого воздуха и чистых продуктов сгорания в цилиндре дизеля [$r' = G' : (G' + G'')$]; $r'' = 1 - r'$; G_b , G_n — вес смеси, вытекающей из цилиндра через выхлопные окна и втекающей в цилиндр через продувочные окна, кг; c'_v , c''_v — теплоемкость 1 кг смеси в цилиндре соответственно для чистого воздуха и для чистых продуктов сгорания; u' , u'' , u_b — внутренняя энергия 1 кг смеси в цилиндре соответственно: для чистого воздуха, для чистых продуктов и для смеси, проходящей через выхлопные окна; i'_b , i'_s — энтальпия 1 кг смеси в цилиндре соответственно: проходящей через выхлопные окна и входящей в цилиндр через продувочные окна из ресивера;

Q_n — низшая теплотворная способность 1 кг топлива, ккал; L_0 — теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг; q_x — количество топлива, выгоревшего к рассматриваемому моменту времени, кг; Q_w — теплоотдача в стенки, ккал; A — термический эквивалент работы, $1/427$ ккал/кгм; α_0 — коэффициент теплопередачи, ккал/град·м²·ч; F_x — поверхность теплообмена, м²; T_w — условная осредненная температура стенок цилиндра дизеля, °К; $\mu_n f_v$, μ_n , f_n — эффективное сечение выхлопных и продувочных окон, м²; c_n , c_v — скорость истечения через продувочные и выхлопные окна, м/сек; v_a , v_n — удельный объем смеси, вытекающей из цилиндра или втекающей в цилиндр.

Система состоит из уравнения первого закона термодинамики (1), уравнений сохранения массы (2), (3), (5), (6), уравнения теплообмена (4) и уравнения состояния (7).

Поясним физический смысл дифференциального уравнения (1): скорость подвода тепла к содержимому цилиндра равна сумме скоростей подвода тепла, определяемых сгоранием топлива, теплообменом газа со стенками, совершением механической работы, втеканием или вытеканием газа из цилиндра.

Основным в теории моделирования процессов на ЭВМ является разделение информации, используемой в программе, на четыре группы: условия начальные, дополнительные, параметры конструктивные и регулировочные. К начальным условиям относятся параметры процессов в полостях, которые необходимо задать только для начала счета. Начальные условия приведены в таблице.

Из опыта исследования двигателей внутреннего сгорания известно, насколько трудно бывает оценить значения начальных условий. Однако здесь используется следующая особенность метода: при решении системы уравнений способом численного моделирования отпадает необходимость в точном задании начальных данных. Дело в том, что по программе для ЭВМ полученные значения начальных параметров в предыдущем цикле принимаются за начальные данные последующего цикла и расчет продолжается непрерывно, цикл за циклом. Обычно после нескольких циклов расчет сходится независимо от того, с какой точностью были заданы начальные условия; в последующих циклах начальные условия будут повторяться как и весь рабочий процесс установки.

К дополнительным условиям относятся параметры и зависимости, которые используются в счете на протяжении всего цикла и в известной мере, являются граничными условиями для решаемой задачи. К дополнительным условиям относятся: закон сообщения тепла, закон теплообмена, закон движения самодействующих клапанов; условия на входе и выходе из полости (квазистатическое истечение или с учетом волновых процессов) и др. Дополнительные условия задаются полуэмпирическими зависимостями или таблично на основании экспериментальных данных.

Деление информации на начальные и дополнительные условия является относительным. Действительно, если известен математи-

Начальные условия

Полость	(8) п.п	Параметры	*	Наименование показателей	Единица измерения	Примечания
Динамика	1	$s = s_B \cdot 10^{-6}$	*	Ход поршня	<i>м</i>	Счет начинается на участке сжатия
	2	$c = -7,0$		Скорость	<i>м/сек</i>	
	3	$t = 0$	*	Время	<i>сек</i>	
Дизель	4	p		Давление	<i>ата</i>	Проверить соотношения: $pv = (G' + G'') RT;$ $T = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ + регенеративный подогрев
	5	T		Температура	$^{\circ}\text{K}$	
	6	G'		Вес воздуха	<i>кг</i>	
	7	G''		» газа	"	
	10	$Q_{W_{\theta}} = 0$	*	Потери тепла в воду	<i>ккал</i>	
	11	$G_B = 0$	*	Расход через выхлопные окна	<i>кг</i>	
	12	$G_{\Pi} = 0$	*	То же, продувочные окна	"	
	13	$G_{пв} = 0$	*	Заброс газа	"	
14	p_k	*	Давление	<i>ата</i>		

Компрессор	17	$Q_{w_k} = 0$	*	Потери тепла в воду	ккал
	20	$G_{в_с} = 0$	*	Расход через всасывающий клапан	кг
	21	$G_{н} = 0$	*	Расход через нагнетательный клапан	"
	22	$G_{k_y} = 0$	*	Утечки в компрессор	"
	23	$Q_{w_o} = 0$	*	Потери тепла в воду	ккал
Продувочный ресивер	24	p_s		Давление	ата
	25	T_s		Температура	°К
	26	G_s		Вес воздуха	"
	27	$G_{s_y} = 0$	*	Выпуск из ресивера	"
	30	$G_{s_{\Gamma}} = 0$	*	Перепуск	"
	31	$Q_{w_s} = 0$	*	Потери тепла в воду	ккал
Выхлопной ресивер	32	p_{Γ}		Давление	ата
	33	T_{Γ}		Температура	°К
	34	G_{Γ}		Вес газа	"

Проверить соотношения:
 $p_k v_k = G_k R T_k$;
 $T_k \cong T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$

Проверить соотношения:
 $p_s v_s = G_s R T_s$;
 $T_s \cong T_0 \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$

Проверить соотношения:
 $p_{\Gamma} v_{\Gamma} = G_{\Gamma} R T_{\Gamma}$;

Полость	(8) п.п	Параметры	*	Наименование показателей	Единица измерения	Примечания
	35	$G_{r_y} = 0$	*	Выпуск из ресивера	°К	$T_r \approx T_0 \left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ + регенеративный подогрев
	36	$G_r = 0$	*	Расход через турбину	„	
	37	$Q_{w_r} = 0$	*	Потери тепла в воду	„	
Буфер	40	p_6		Давление	ата	Проверить соотношения: $p_6 v_6 = G_6 R T_6;$ $T_6 \approx T_0 \left(\frac{p_6}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$
	41	T_6		Температура	°К	
	42	G_6		Вес заряда	кг	
	43	$Q_{w_6} = 0$	*	Потери тепла в воду	ккал	
Дополнительная полость	44	p_d		Давление	ата	$p_d v_d = G_d R T_d;$ $T_d \approx T_0 \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$
	45	T_d		Температура	°К	
	46	G_d		Вес заряда	кг	

* При счете следующих циклов условия восстанавливать.

ческий аппарат, достаточно полно описывающий дополнительное условие, то оно также может моделироваться в процессе счета.

В качестве исходной информации в программу вводятся все конструктивные параметры полостей, а также регулировочные параметры: цикловая подача топлива, геометрическое начало подачи топлива, характеристики регуляторов верхней и нижней мертвых точек и др.

Практика использования программ моделирования подтвердила большую эффективность данного метода исследований и позволила накопить определенный опыт в разработке и применении программ моделирования.

В частности, нужно иметь в виду следующее.

Процесс в каждой полости или характерные участки процесса следует запрограммировать в виде оператора, т. е. подпрограммы, что позволит набирать с помощью разных операторов программы моделирования рабочего процесса поршневых машин других конструкций и компоновок. В ЦНИДИ и Вычислительном центре завода «Двигатель революции» разработаны операторы: процессы в дизеле, компрессоре, буфере, продувочном ресивере, выхлопном ресивере, оператор «истечение» и др.

Эффективное использование сложных программ моделирования возможно при наличии определенного экспериментального материала и при постоянном контроле со стороны квалифицированного специалиста, так как задание граничных условий в ряде случаев требует корректировки.

Для работы с постоянными заказчиками (заводами отрасли) необходимо вести картотеку записей на магнитной ленте смоделированных номинальных режимов серийных и опытных машин или других характерных режимов. Это позволяет оперативно оказывать помощь заводам при проектировании, доводке и совершенствовании поршневых машин.

Эффективность использования программ моделирования будет увеличиваться по мере дальнейшего накопления и обобщения экспериментального материала по граничным условиям.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР ЗАВОДА «ДВИГАТЕЛЬ РЕВОЛЮЦИИ»

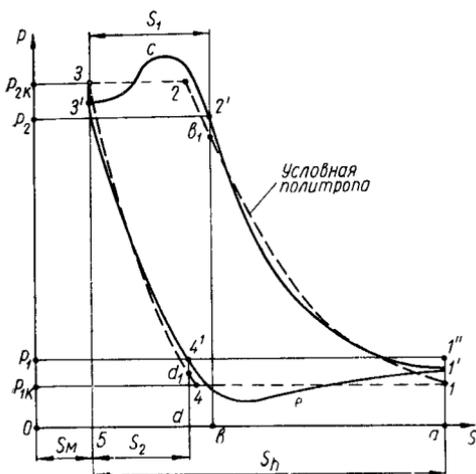
*Е. Д. Соложенцев, канд. техн. наук,
Г. Г. Рубинштейн, инженер*

ОБРАБОТКА ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ КОМПРЕССОРА НА ЭВМ

Оценка качества процесса в поршневом компрессоре, а также накопление экспериментальных данных по параметрам, характеризующим потери давления в клапанах и теплообмен, связаны с обработкой индикаторных диаграмм.

Методика этой обработки на ЭВМ заключается в том, что реальную диаграмму заменяют схематизированной, используемой в расчетах при проектировании.

Замену реальной индикаторной диаграммы схематизированной производим при условии равенства площадей обеих диаграмм, в том



Схематизированная и реальная индикаторные диаграммы.

на рисунке приведены схематизированная и реальная индикаторные диаграммы. Давление в точке 2' равно давлению в нагнетательном ресивере, а в точке 4' — давлению во всасывающем ресивере. Будем считать, что площади под кривыми 1'—2', 1'—2'—с—3', 3'—4' и 3'—4'—e—1', соответствующие работам сжатия $L_{сж}$, сжатия-нагнетания $L_{сж,н}$, расширения L_p и расширения-всасывания $L_{p,в}$, определены численным интегрированием, т. е. известны.

Замена реальной индикаторной диаграммы схематизированной производится при выполнении следующих условий равенства площадей:

$$\begin{aligned} 1'-2'-b-a-1' &= 1-b_1 b-a-1, \\ 1'-c-3'-5-a-1' &= 1-2-3-5-a-1, \\ 4'-3'-5-d-4' &= d_1-3-5-d-d_1, \\ 3'-e-1'-a-5-3' &= 3-4-1-a-5-3. \end{aligned}$$

Этим условиям соответствует система уравнений:

$$L_{сж} = \frac{p_{1к}}{n_{1к} - 1} (S_h + S_M) \left(\frac{S_n + S_M}{S_1 + S_M} \right)^{n_{1к} - 1}; \quad (1)$$

числе и на характерных участках процессов сжатия, сжатия-нагнетания, расширения, расширения-всасывания;

производительностей компрессоров обеими диаграммами.

Исходными данными для замены являются: реальная индикаторная диаграмма компрессора с зафиксированными процессами изменения давлений во всасывающем и нагнетательных ресиверах, а также цикловая производительность компрессора, определенная, например, с помощью расходной диафрагмы.

Для изложения методики будем считать, что переход от диаграммы $P-\alpha$ к диаграмме $P-S$ уже выполнен по общеизвестным соотношениям.

$$L_{сж.н} = S_M \left[\frac{p_{1к}}{n_{1к-1}} \left(\frac{S_h}{S_M} + 1 \right) \left(\pi_k^{\frac{n_{1к-1}}{n_{1к}}} - 1 \right) + p_{1к} \pi_k^{\frac{n_{1к-1}}{n_{1к}}} \left(\frac{S_h}{S_M} + 1 - \pi_k^{\frac{1}{n_{1к}}} \right) \right];$$

$$L_p = \frac{p_{2к} S_M}{n_{2к} - 1} \left[1 - \left(\frac{S_M}{S_M + S_2} \right)^{n_{2к} - 1} \right]; \quad (2)$$

$$L_{р.вс} = S_M p_{2к} \left[\frac{1}{n_{2к} - 1} \left(1 - \pi_k^{\frac{1-n_{2к}}{n_{2к}}} \right) + \pi_k^{-1} \left(\frac{S_h}{S_M} + 1 - \pi_k^{\frac{1}{n_{2к}}} \right) \right].$$

Система уравнений (2) решается относительно давления всасывания $p_{1к}$, давления нагнетания $p_{2к}$, условных показателей политроп сжатия $n_{1к}$ и расширения $n_{2к}$ следующим образом.

Для первого приближения давление в точке 1 примем равным $p_{1к(1)}$. Затем последовательно определим: из первого уравнения системы — $n_{1к}$, из второго — π_k и затем $p_{2к} = p_{1к(1)} \pi_k$, из третьего — $n_{2к}$, из четвертого — новое значение π_k и затем $p_{1к(2)} = p_{2к} \pi_k$. Новое давление всасывания сравнивается по абсолютной величине с предыдущим значением $p_{1к(1)}$

$$|p_{1к(1)} - p_{1к(2)}| \leq \delta, \quad (3)$$

где δ — наперед заданная точность решения, например,

$$\delta = 0,002 p_{1к(1)}.$$

Если условие (3) не выполняется, то для второго приближения используется значение давления всасывания $p_{1к(2)}$ и расчет повторяется.

Если условие (3) выполняется, то параметрами схематизированной диаграммы компрессора будут: $p_{1к(1)}$, $n_{1к}$, $p_{2к}$, $n_{2к}$. Абсолютные и относительные потери давления в клапанах равны

$$\Delta p_{1к} = p_1 - p_{1к}; \quad \Delta p_{2к} = p_{2к} - p_2; \quad \beta_{1к} = \frac{\Delta p_{1к}}{p_1}; \quad \beta_{2к} = \frac{\Delta p_{2к}}{p_2}.$$

Для определения потерь давления в нагнетательных клапанах при $p_2 = var$ можно воспользоваться одним из двух выражений

$$\Delta p_{2к} = p_{2к} - \left(\frac{p_{2 \max} + p_{2 \min}}{2} \right) \quad \text{или} \quad \Delta p_{2к} = \frac{\Delta L_{пн}}{S_n},$$

где $\Delta L_{пн}$ — потерянная работа в нагнетательных клапанах, определенная численным интегрированием;

S_n — величина хода нагнетания.

Относительная потеря давления в нагнетательных клапанах определится из выражения

$$\beta_{2к} = \frac{2 \cdot \Delta p_{2к}}{p_{2 \max} + p_{2 \min}}.$$

Равенство производительностей компрессоров со схематизированной индикаторной диаграммой и реальной запишется

$$q_{\text{к.цикл}} = G_1 - G_3, \quad (4)$$

где G_1, G_3 — вес воздуха в цилиндре компрессора в точках 1 и 3.

При решении уравнения (4) воспользуемся экспериментальными данными [2], согласно которым можно принять

$$T_2 = T_3, \quad T_1 \neq T_4.$$

Тогда, решая уравнение (4) совместно с уравнением

$$T_3 = T_{2\text{к}} = T_{1\text{к}} \pi_{\text{к}}^{\frac{n_{1\text{к}} - 1}{n_{1\text{к}}}},$$

получим выражение для $T_{1\text{к}}$

$$T_{1\text{к}} = \frac{(1 + a_{\text{к}} \pi_{\text{к}})^{\frac{n_{1\text{к}} - 1}{n_{1\text{к}}}} - a_{\text{к}} \pi_{\text{к}}}{q_{\text{к.цикл}} \pi_{\text{к}}^{\frac{n_{1\text{к}} - 1}{n_{1\text{к}}}}} \cdot \frac{p_{1\text{к}} V_{\text{hk}}}{R}, \quad (5)$$

где $a_{\text{к}}$ — относительная величина мертвого пространства компрессора, равная $a_{\text{к}} = S_{\text{м}} / S_{\text{h}}$; V_{hk} — рабочий объем компрессора.

Предлагаемая схема замены реальной индикаторной диаграммы компрессора схематизированной может быть реализована только при использовании электронно-вычислительной машины, так как многократное решение системы трансцендентных уравнений (2) весьма трудоемко.

Изложенная методика запрограммирована для ЭВМ «Минск-22». Время обработки одной диаграммы не превышает 30 сек. Расчет сходится, если даже $p_{1\text{к}(1)}$ существенно отличается от действительного значения (на $\approx 50\%$).

Заметим, что полученные параметры схематизированной диаграммы $n_{1\text{к}}, n_{2\text{к}}, p_{1\text{к}}, p_{2\text{к}}, T_{1\text{к}}$ учитывают реальное протекание процесса (с утечками газа в компрессоре и его подогревом).

Приведенная схема замены реальной диаграммы компрессора схематизированной может быть использована как при доводке рабочего процесса компрессора на стенде, так и для замены расчетной индикаторной диаграммы, полученной, например, с помощью программы моделирования при учете теплообмена газа со стенками, утечек и термодинамики всасывания и нагнетания. В этом есть необходимость при расчетном исследовании ряда вопросов, связанных с регулированием производительности поршневого компрессора.

Предложенная методика может быть использована также для накопления экспериментальных данных по эквивалентным показателям политроп для схематизированной диаграммы. Эквивалентные показатели политроп проводятся так, что срезаемые и добавляемые ими площадки к предполагаемой реальной диаграмме взаимно компенсируют друг друга.

Для этого в первом уравнении системы (1) заменим: $n_{1к}$ — эквивалентным показателем политропы сжатия n_1 ; $p_{1к}$ — давлением p'_1 в точке 1' реальной диаграммы и решим его относительно n_1 . В третьем уравнении системы (2) заменим: $n_{2к}$ — эквивалентным показателем политропы расширения n_2 ; $p_{2к}$ — давлением p'_3 в точке 3' реальной диаграммы и решим его относительно n_2 .

Можно предположить, что, хотя в расчетах при проектировании давления в точках 1'' и 3'' будут отличаться от реальных значений, процессы сжатия и расширения окажутся эквидистантны, т. е. с достаточной точностью будут описываться политропами с найденными эквивалентными показателями политроп.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ КРИОГЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

Б. А. Иванов, канд. техн. наук,
Е. А. Мельников, А. П. Никонов, инженеры

О БЕЗОПАСНОМ ПРИМЕНЕНИИ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ НЕСМАЗЫВАЕМЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Материалы ФКН-7 и ФКН-14, разработанные НИИХиммашем (Москва), относятся к композициям на основе фторопластов и по своим эксплуатационным характеристикам считаются наиболее перспективными. Нами эти материалы исследовались с целью определения безопасности их применения в кислородных поршневых компрессорах.

Проведено сравнение ФКН-7 и ФКН-14 с некоторыми другими материалами (фибра, фторопласт-4, стеклопластик АГ-4С), используемыми для поршневых несмазываемых уплотнений. В процессе исследования определялись: температура самовоспламенения ($T_{св}$); предельные (минимальные) давления кислорода, при которых возможно распространение горения по образцам материалов при локальном поджигании их от открытого пламени; возможность воспламенения материалов при трении о металлические поверхности и поджигания металлов от сгорания образцов материалов в кислороде в условиях, имитирующих работу поршневых колец кислородных компрессоров.

Методика определения температуры самовоспламенения заключалась в нагревании образца материала при заданном давлении кислорода до его воспламенения (табл. 1).

Из табл. 1 видно, что температура самовоспламенения материалов снижается при повышении давления кислорода. Для ФКН-7, ФКН-14 и фторопласта-4 при давлении 200 кг/см^2 она должна лежать в пределах $380\text{—}400^\circ \text{C}$, а для фибры ФПК и АГ-4С — примерно, на 200°C ниже.

Т а б л и ц а 1. Температура самовоспламенения материалов при различных давлениях кислорода

Материал	Температура самовоспламенения, град С						
	Давление кислорода, кг/см ²						
	5	10	25	35	45	60	95
ФКН-7	494	490	472	460	459	452	425
ФКН-14	474	462	460	459	449	448	425
Фторопласт-4	517	493	475	—	—	—	—
АГ-4С	—	—	—	290	—	—	—
Фибра ФПК	300	255	—	230	—	—	—

Определение предельных давлений производилось следующим образом. Прямоугольные образцы материалов размером $6 \times 6 \times 10$ мм закреплялись одним концом в зажиме и поджигались с другого конца спиралью из медной проволоки диаметром 0,2 мм, покрытой смазкой ЦИАТИМ-205. При давлении кислорода 3 кг/см^2 образцы ФКН-7 и ФКН-14 сгорали полностью, при давлении 2 кг/см^2 наблюдалось выгорание в месте действия источника индицирования, а при 1 кг/см^2 образцы не загорались.

Предельные давления для материалов фторопласт-4, АГ-4С и фибры ФПК составляют соответственно 2; 1,0 и $0,23 \text{ кг/см}^2$.

Возможность воспламенения материалов при трении о металлические поверхности определялась на стенде с вращающимся металлическим бандажом, заключенным в камеру с кислородом. Окружная скорость вращения бандажа составляла 50 м/сек . Размеры образца $6 \times 6 \times 10$ мм. Образец поджимался к вращающемуся бандажу с усилием $P = 20 - 22 \text{ кг}$. Испытания проводились при давлении кислорода от 1 до 20 кг/см^2 . При испытаниях образцы из материалов ФКН-7 и ФКН-14 не воспламенялись до полного истирания, фторопласт-4 и материалы ФКН при давлении кислорода до 20 кг/см^2 не воспламенялись, а материал АГ-4С сгорал при давлении кислорода 1 кг/см^2 .

Возможность поджигания металлов от сгорания образцов ФКН-7 и ФКН-14 в кислороде проверялась в условиях, имитирующих работу поршневых колец кислородного компрессора. Образцы размером $8 \times 8 \times 15$ и $6 \times 6 \times 10$ мм из материалов ФКН-7 и ФКН-14 соответственно закреплялись в металлических деталях, внутренняя поверхность которых имитировала форму канавки под поршневое кольцо (рисунок). Выбор сечения образца из ФКН-14 с размерами $6 \times 6 \times 10$ мм основан на нормализованных размерах поршневых колец при давлении 200 кг/см^2 . В качестве металлов, контактирующих с ФКН деталей, использовались чугун СЧ 18-36 и сталь Х18Н9Т. Толщина элементов δ металлических деталей изменялась от 1 до 3 мм. Закрепленный образец помещался в среду кислорода с давлением $100 - 200 \text{ кг/см}^2$ и температурой 150°С . Результаты испытаний представлены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2. Поджигание металлов от сгорания в кислороде контактирующих с ними материалов ФКН-7 и ФКН-14

Марка металла	Толщина элементов металлической детали, мм	ФКН-7, (8×8×15 мм) ФКН-14, (6×6×10 мм)		
		Давление кислорода, кг/см ²		
		95—100	95—100	200
СЧ 18-36	1,0	Да	Да	Да
	1,5	—	—	—
	2,0	Да	Нет	Нет
	2,5	—	—	—
	3,0	Да, нет	—	Нет
Х18Н9Т	0,8	Да	—	—
	1,0	—	—	Да
	1,6	Нет	—	Нет

П р и м е ч а н и е. Детали из чугуна СЧ 18-36 с толщиной элемента σ 3 мм поджигались материалом ФКН-7 в двух случаях из семи.

При сгорании фибры ФПК при толщине 2 мм поджигались детали из стали 3×13 толщиной 0,5 мм при давлении 25 кг/см² и детали из медистого чугуна толщиной 0,5 мм при давлении 32 кг/см²; фторопласт-4 толщиной 2 мм указанные металлы толщиной 0,5 мм до давлений 40 кг/см² ($t=150^{\circ}\text{C}$) не поджигает.

Сравнение результатов испытаний показывает, что по температуре самовоспламенения, возможности воспламенения от трения о металлические поверхности и поджигающей способности материалы ФКН-7 и ФКН-14 имеют близкие характеристики с фторопластом-4 и являются менее опасными по сравнению с фиброй ФПК и материалами типа АГ-4С.

Материал ФКН-7 может быть рекомендован для использования в поршневых кислородных компрессорах при давлении кислорода до 100 кг/см² и $t=150^{\circ}\text{C}$. При этом толщина контактирующих с ним конструкций из медистого чугуна СЧ 18-36 и сталей Х18Н9Т должна быть соответственно более 1,5 и 1 мм. Материал ФКН-14 может быть рекомендован для использования в поршневых кислородных компрессорах при давлениях до 200 кг/см² и $t=150^{\circ}\text{C}$. При этом толщина контактирующих с ним конструкций из чугуна СЧ 18-36 и стали Х18Н9Т должна быть более 1,5 и 1 мм.

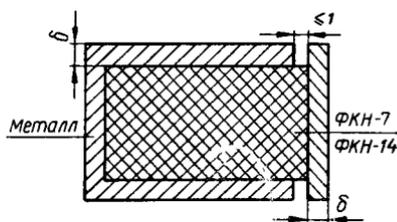


Схема крепления образца материала ФКН в металлических деталях.

Г. М. Котлов, инженер

ОЧИСТКА СЖАТЫХ ГАЗОВ ОТ ПРИМЕСЕЙ ВЛАГИ И МАСЛА

Сепарация нежелательных примесей, механически увлекаемых газовыми потоками, необходима как для обеспечения безопасной эксплуатации самих компрессоров (межступенчатая очистка), так и для обеспечения длительной и устойчивой работы аппаратов в технологической цепи химических производств (концевая очистка).

Жидкие примеси, содержащиеся в потоках газа, состоят в основном из углеводородных смазочных масел, проникших из компрессора, и воды, образовавшейся при конденсации влаги в холодильниках и газовых коммуникациях. Охлаждение газа в холодильниках происходит быстро — от долей секунды до секунды, и значительная часть паров масла и воды конденсируется в виде мельчайших капель размером от 0,01 до 10 мк.

Для межступенчатой очистки газа от капельных примесей в поршневом компрессоре целесообразно применять сравнительно простые инерционные отделители — заслоночные, с петлеобразным поворотом газа, жалюзийные, циклонные и т. д. Особого внимания заслуживают циклонный сепаратор, отличающийся простотой конструкции, умеренными эксплуатационными расходами и высокой степенью очистки ($\eta = 90 \div 95\%$).

В результате опытно-конструкторских работ, проводимых ЛениИИХиммашем, отработана конструкция центробежного инерционного сепаратора для поршневых компрессоров (рис. 1). Этот сепаратор может служить в качестве межступенчатого, а при отсутствии особых требований к чистоте газа на выходе из компрессора, и в качестве конечного влагомаслоотделителя.

Следует оговориться, что улавливание инерционными сепараторами частиц размером менее 10 мк достигнуто только в области низких давлений ($p < 10 \text{ кг/см}^2$), т. е. в условиях, благоприятных для инерционного разделения (высокие допустимые скорости газа и большая разность удельных весов сепарируемых частиц и газа). В области высоких давлений ($p > 100 \text{ кг/см}^2$) размер улавливаемых частиц увеличивается, а степень очистки значительно уменьшается. Поэтому при повышенных требованиях к чистоте компримируемых газов ($\eta \geq 95\%$), например, в установках синтеза аммиака, или получения сжатого воздуха для приборов КИП, необходимо применение более совершенных средств очистки.

Отечественные и зарубежные сепарационные устройства, применяемые для тонкой очистки газа, в подавляющем большинстве содержат фильтрующие перегородки. Причем для изготовления фильтров, даже используемых в одинаковых условиях работы, зачастую применяются разные материалы, что говорит об отсутствии единого мнения в данном вопросе.

В результате проведенных ЛенНИИхиммашем работ по исследованию влагомаслоотделителей для тонкой очистки газа с применением пористых фильтрующих элементов установлено, что наиболее предпочтительными из материалов являются керамика и металлокерамика. Фильтры, изготовленные из этих материалов, лучше задерживают мелкие твердые и жидкие частицы благодаря

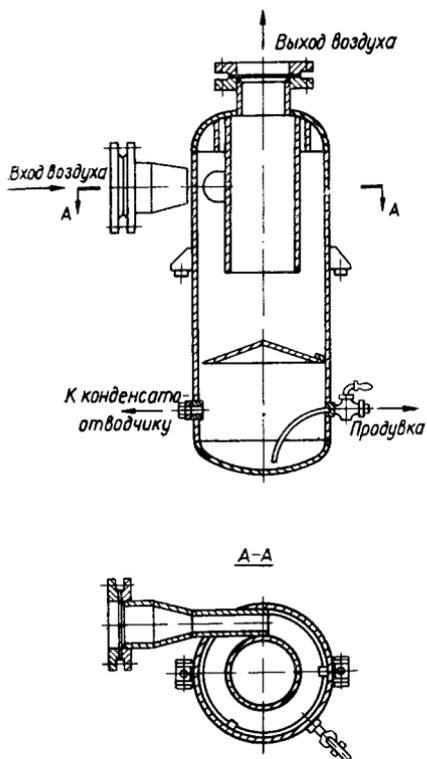


Рис. 1. Влагомаслоотделитель центробежной конструкции ЛенНИИхиммаша.

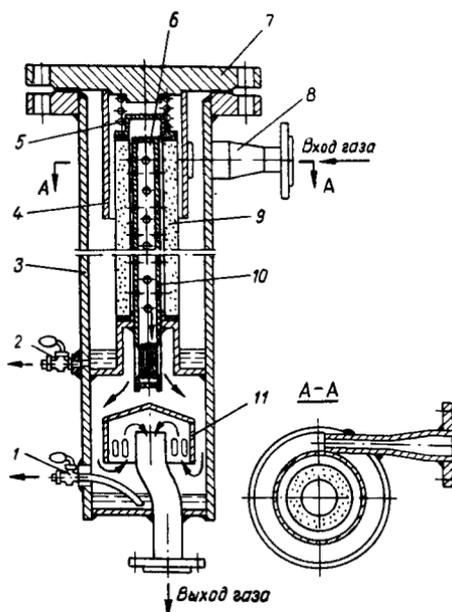


Рис. 2. Отделитель центробежный фильтром.

своему жесткому, неподвижно фиксированному строению, извилистому и многослойному расположению пор. Такие фильтры могут быть сделаны коррозионно- и жаростойкими.

При больших расходах газа конструкция отделителя с фильтрами из керамики или металлокерамики получается более компактной по сравнению с фильтрами из волокнистых материалов, поскольку необходимую поверхность фильтрации можно обеспечить разместив в корпусе аппарата батарею фильтрующих трубок длиной до 1 м. Кроме этого, керамические и металлокерамические фильтры более просты в обслуживании при смене и регенерации фильтрующих трубок и могут работать при значительных перепадах давления.

Лабораторные исследования опытных образцов фильтров проводились в отделителе (рис. 2). Фильтрующие элементы трубчатой формы, выполненные в виде сварного ступенчатого стакана, через который проходит перфорированная трубка, монтировались на фильтродержателе 10. Крепление эластичное: трубки поджимаются к основанию фильтродержателя крышкой корпуса 7 через пружину 5 и уплотнительный стакан 6. Газ, содержащий капельную влагу, вводится в отделитель через тангенциально вваренный патрубок 8 (между внутренней стенкой корпуса 3 и гильзой 4). За счет действия центробежных сил, возникающих при тангенциальном вводе газа в аппарат, основная масса капельной жидкости выделяется из потока и стекает по стенке корпуса, а затем удаляется через сливной кран 2. Дальнейшая (тонкая) очистка газа происходит в фильтрующих трубках 9 и в нижней части корпуса отделителя.

Газ под давлением, содержащий жидкие частицы в виде тумана, попадая в фильтр, разделяется на множество мельчайших потоков. Вследствие действия сил инерции, диффузии и эффекта касания происходит улавливание мельчайших частичек жидкости в зернистом слое фильтра и образование тонкой жидкой пленки, покрывающей поровые каналы фильтра. Увеличиваясь с течением времени за счет захвата новых частиц, пленка жидкости под действием перепада давления на фильтре появляется на внутренней стороне его в виде укрупненных капель, которые вновь включаются в газовый поток. Отделение укрупненных капель жидкости осуществляется за счет двойного поворота газового потока на 180° в нижней части аппарата при выходе его из перфорированной трубки и огибании обтекателя 11. Скорость газа в перфорированной трубке фильтродержателя не превышает 12 м/сек , так что вторичного дробления крупных капель и пленки жидкости не происходит. Удаление конденсата из нижней части корпуса осуществляется через продувочный вентиль 1.

При лабораторных испытаниях фильтров использовался воздух. Загрязняющей жидкостью служило дизельное топливо ДЗЛ (ГОСТ 1489—63) и масло трансформаторное (ГОСТ 982—56). Загрязнение воздуха осуществлялось в специальной установке, где в предварительно очищенный после компрессора от влаги и масла воздух распылялось с помощью форсунки и топливного насоса мерное количество жидкости. Концентрация жидкой фазы в воздухе изменялась в процессе экспериментов в пределах $0,5\text{—}6 \text{ г/м}^3$.

Полнота улавливания жидкой фазы отделителя с фильтром определялась как отношение количества жидкости, уловленной в отделителе, к количеству жидкости, введенному в поток. Дополнительно эффективность отделителя контролировалась путем отбора проб воздуха до и после отделителя и определения количества жидкости в пробах весовым методом с помощью аналитических фильтров типа АФА.

На рис. 3 приведены две кривые: кривая 1 — характеризует полноту улавливания жидкости (η в проц.) отделителем без фильтрующих элементов, т. е. только за счет действия центробежных сил; кривая 2 — полноту улавливания жидкости отделителем с фильтром. Как видно из рис. 3, применение фильтрующих элементов повышает полноту улавливания с 96 до 99,2÷99,7%. Причем, чем мелкозернистей и плотнее материал, тем выше η .

Наилучшие показатели по полноте улавливания жидкости, скорости фильтрации и величине создаваемого сопротивления имеет пористая керамика ГИКИ.

Производственные испытания опытного образца влагомаслоотделителя с фильтрующими элементами из керамики (ВМО-Ф) на компрессорной станции Ленинградского мясокомбината по очистке сжатого воздуха ($p_p = 8 \text{ кг/см}^2$ и $Q = 15 \text{ м}^3/\text{мин}$) от примесей масла и воды показали, что ВМО-Ф обеспечивает чистоту воздуха, достаточную для использования сжатого воздуха при первичной обработке продукта. Все ранее опробованные комбинатом способы механической очистки воздуха от примесей масла не обеспечивали требуемой чистоты. Успешные испытания ВМО-Ф позволили комбинату принять решение о внедрении новой технологии по первичной обработке продукта сжатым воздухом.

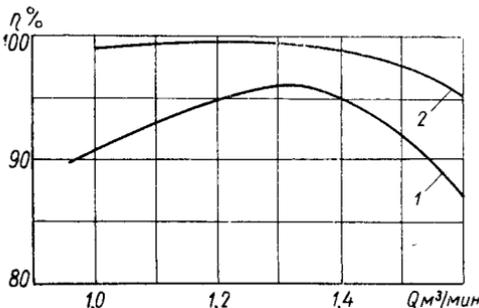


Рис. 3. Зависимость полноты улавливания жидкости от расхода воздуха.

Результаты испытаний отделителя конструкции ЛенНИИхиммаш с фильтрующими элементами из керамики и металлокерамики (рис. 3)

Наименование показателей	Металлокерамика с фракцией				Пористая керамика производства	
	0,063	0,1	0,2	0,1 с пропиткой	отечественного	зарубежного
Давление воздуха, кг/см^2	2	2	2	2	2	2
Температура воздуха, град С	30	30	30	30	30	30
Максимальная скорость фильтрации, до которой сохраняется эффективность фильтра	0,70	0,095	0,106	0,078	0,11	0,08
Падение давления в аппарате, мм рт. ст.	23	21	15	23	28	35
Полнота улавливания жидкости, проц.	99,2	99	98	99,2	99,7	99,7

Примечание. Из отечественных образцов керамического фильтра использовались фильтры Государственного научно-исследовательского и проектного института керамической промышленности (ГИКИ), из зарубежных — фирмы «Шумахер» (ФРГ).

Таким образом, экспериментальные исследования ЛенНИИхиммаш подтвердили, что тонкая очистка компримированных газов от жидких частиц может быть достигнута только с помощью фильтров.

В результате исследований разработана конструкция и получены предварительные данные по допустимым скоростям фильтрации, которые могут быть использованы при проектировании и расчете влагомаслоотделителя для тонкой очистки газа от влаги и масла с применением пористой керамики и тангенциальным вводом газа в аппарат.

1. Скорость газа во входном патрубке выбирается из условия

$$v_{\text{вх}} = 1,7 \sqrt{\frac{1860}{\rho}},$$

где ρ — плотность газа при p_p , кг/м^3 .

2. Диаметр корпуса ВМО находится из соотношения

$$\frac{d_{\text{вх патр}}}{D_{\text{кор}}} \leq 0,2.$$

3. Поверхность фильтрующих трубок из керамики определяется из величины газопроницаемости ее — $10 \text{ м}^3/\text{мин} \cdot \text{м}^2$ (при $p_{\text{раб}}$).

Дальнейшее направление работ по исследованию пористых элементов из керамики и металлокерамики должно заключаться в установлении зависимости между размерами пор и улавливаемых частиц, в определении оптимальной толщины фильтрующего слоя, а также в выявлении влияния характеристик фильтруемых сред (вязкости, плотности и т. д.) на допустимые скорости фильтрации.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ КРИОГЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

Б. А. Иванов, канд. техн. наук,
Н. А. Шепотьев, **Е. А. Мельников**, инженеры

ОПАСНОСТЬ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ И КОММУНИКАЦИИ КИСЛОРОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ МИНЕРАЛЬНЫМИ МАСЛАМИ

Одной из возможных причин возникновения пожаров и взрывов компрессорных установок является наличие масляных отложений и их контакт с нагретым и сжатым кислородом. Попадание масла в кислородные компрессоры носит случайный характер и происходит в результате плохого обезжиривания оборудования перед сборкой или нарушения правил обслуживания. Незначительные количества масла вносятся в компрессоры вместе с компримруемым газом.

Авария кислородных компрессоров при наличии масел в различных агрегатных состояниях может возникнуть в результате:

детонации пленок масел на поверхности проточной части и коммуникаций;

сгорания пленок масел, приводящего к поджиганию контактирующих с ними металлов, прокладок, герметиков и других материалов и к повышению давления в определенных объемах выше допустимого;

взрыва в некотором объеме паров или капель (туманов) масел.

Для оценки взрыво- и пожароопасности работы компрессоров при попадании в них масел определялись пределы (давление — толщина) горения пленок масел в кислороде, возможность поджигания маслом различных материалов конструкции, чувствительность минеральных масел к воздействию ударных волн, температура вспышки и температура самовоспламенения масел.

Эксперименты проводились с различными минеральными маслами (П-28, КС-19, ВМ-4, индустриальное 12 и др.). Пределы горения и влияние на них различных параметров определялись на установке, основной частью которой являлась труба из нержавеющей стали с внутренним диаметром 42 и длиной 900 мм, снабженная системой вспомогательного оборудования для создания необходимых температур, давлений, а также скоростей потока кислорода. Путем испарения растворенного в бензине масла на полированную

металлическую поверхность размером 20×370 мм наносилась пленка, толщина которой составляла $\pm 3\%$ от расчетной. В качестве растворителей использовались также дихлорэтан и четыреххлористый углерод. Изменение пределов горения пленок масел, нанесенных из различных растворов, не было отмечено. Инициирование производилось нагреванием и пережиганием стальной спирали (диаметр 0,15, длина 100 мм) электрическим током.

Результаты сравнительных исследований пределов горения различных масел показаны на рис. 1. Из графиков видно, что тяжелые масла (П-28, КС-19 и др.), имеющие температуру вспышки на воздухе порядка 270°C являются менее взрывоопасными, чем легкие (индустриальное 12, ВМ-4 и др.) с температурой вспышки порядка 200°C , так как при одинаковых толщинах пленок соответствующее

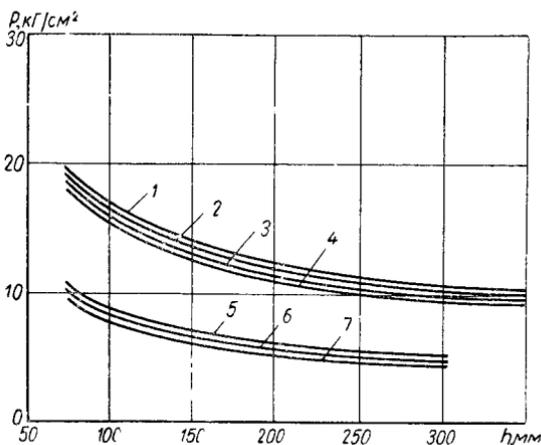


Рис. 1. Пределы горения пленок масел в чистом кислороде:

1 — П-28; 2 — КС-19; 3 — МАС-35; 4 — Т-гидрированное; 5 — ВМ-4; 6 — индустриальное 12; 7 — «Теллура»

предельное давление кислорода для первых масел на 5—6 кг/см^2 больше, чем для последних. Влияние состава газовой фазы на пределы горения показано на примере масла П-28 (рис. 2). Зависимости предельных толщин пленок масла П-28 от давления кислорода и обогащенного кислородом воздуха имеют аналогичный характер. Увеличение давления рабочего газа приводит к уменьшению

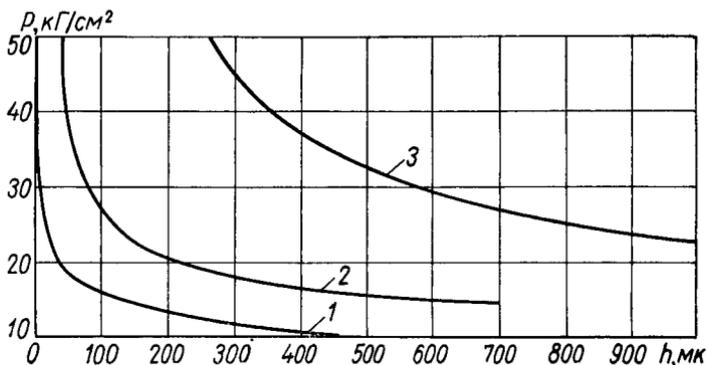


Рис. 2. Пределы горения пленок масла П-28 в кислородообогащенном воздухе:

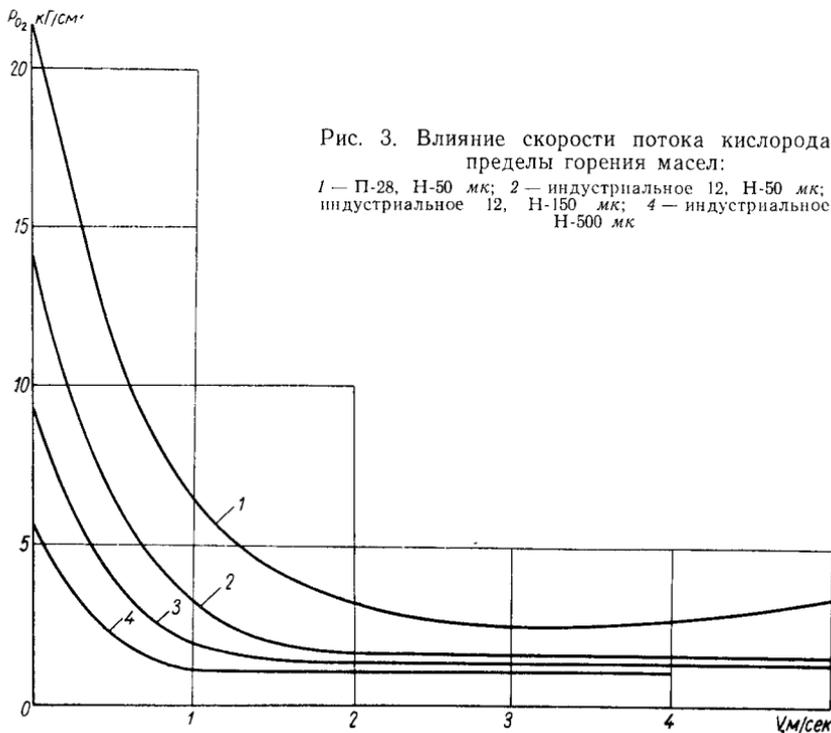
1 — чистый кислород; 2 — смесь: 80% O₂ + 20% N₂; 3 — смесь: 50% O₂ + 50% N₂.

безопасной толщины пленки масла. При давлении 50 кг/см^2 в кислороде предельная толщина пленки равна 1,5 мк, а в азото-кислородных смесях с содержанием 80 и 50% кислорода (по объему) соответственно 25 и 250 мк. Экстраполяция полученных зависимостей в сторону увеличения давления показывает, что для чистого кислорода при давлении более 100 кг/см^2 значения безопасных толщин пленок будут измеряться десятками долями микрона. Измерение пределов горения при различных начальных температурах показало, что с повышением температуры от 20 до 150° С при сохранении толщины пленки предельное давление уменьшается примерно в два раза.

Результаты определения влияния скорости потока кислорода на пределы горения масел представлены на рис. 3. Видно, что предельное давление кислорода при наличии потока 1 ÷ 10 м/сек в 5—10 раз меньше по сравнению с величиной предельного давления при отсутствии потока.

Исследование пределов горения масел в трубах различного диаметра показало, что пределы горения на открытой поверхности незначительно отличаются от пределов горения в трубах диаметром от ∞ до 17 мм, однако уменьшение диаметра, начиная с 17 мм, приводит к уменьшению взрывоопасности масляных пленок в газообразном кислороде (при одинаковых давлениях горят более толстые пленки).

Определение чувствительности минеральных масел к воздействию повышенных давлений и температур проводилось методом ударной трубы. Время воздействия на масло газа с повышенными



температурой и давлением составляло 3—4 мк·сек. Результаты испытаний тяжелых и легких масел представлены в табл. 1.

Определение температуры самовоспламенения минеральных масел проводилось «методом капли». Получены следующие температуры самовоспламенения при давлении кислорода 1 кг/см²: для масла П-28 — 340, КС-19 — 330 и ВМ-4 — 290° С.

Эксперименты по определению поджигающей способности минеральных масел проводились следующим способом. На горизонтально расположенную тонкую металлическую пластину наносился весовым методом определенный слой масла, который покрывал приблизительно 0,1 часть пластины; создавалось необходимое давление кислорода и производилось инициирование открытым пламенем. Источник инициирования выбирался таким образом, чтобы в отсутствие пленки масла его мощности было недостаточно для поджигания металлического образца. Результаты испытаний показаны в табл. 2.

При определении температуры вспышки $T_{всп}$ инициирование производилось искровым разрядом, мощность которого (1,5—2 дж)

Т а б л и ц а 1. Чувствительность масел к воздействию импульса давления и температуры

Масло	p_0 , кг/см ²	\bar{p}_0 , кг/см ²	\bar{p}_0/p_0	M	p , кг/см ²	T , °К	Воспламенение масла
П-28	0,2	43,2	216	2,625	7,02	1115	Нет
	0,2	46,2	232	2,652	7,24	1135	Да
	1,0	56	56	2,19	20	846	Нет
	1,0	57,8	57,8	2,198	20,1	854	Да
	2,0	64	32	2	29,6	736	Нет
	2,0	67,4	33,7	2,02	30,6	750	Да
КС-19	0,2	35,2	176	2,56	6,50	1065	Нет
	0,2	38,4	192	2,59	6,7	1080	Да
	1,0	56	56	2,18	20	845	Нет
	1,0	59,2	59,2	2,21	20,6	856	Да
	2,0	62,4	31,2	1,91	29,4	738	Нет
	2,0	65,8	32,9	2,01	30,4	748	Да
Индустриальное 12	0,2	15	75	2,28	4,5	892	Нет
	0,2	16,8	84	2,32	4,7	920	Да
	1,0	38	38,4	2,06	16,4	771	Нет
	1,0	40,5	40,5	2,11	17,8	800	Да
	2,0	51,2	25,6	1,93	26,4	695	Нет
	2,0	54,4	27,2	1,95	27,0	708	Да

Примечание. p_0 , \bar{p}_0 — начальное давление кислорода в камере и канале ударов трубы, M — число Маха, T , p — температура и давление за отраженной ударной волной.

Т а б л и ц а 2. Способность масла П-28 при сгорании в кислороде ($p = 25$ кг/см²) поджигать сталь Х18Н9Т

Размеры пластины, мм	Поджигание пластины при толщине слоя масла, мм									
	с одной стороны					с двух сторон				
	20	40	50	100	200	20	40	50	100	200
150×15×0,1	Нет	Нет	Нет	Да	Да	Нет	Да	Да	Да	Да
150×15×0,5	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"

заведомо превышала требуемые энергии поджигания подобных смесей. Было показано, что температура вспышки повышается с ростом давления в смеси. Объясняется это тем, что с ростом общего давления смеси для поддержания состава на нижнем концентрационном пределе воспламенения необходимо увеличивать парциальное давление паров масла, т. е. поднимать температуру масла. Энергия зажигания газовых смесей пара масла — кислород при атмосферном давлении — составляла около 0,05 мдж при температурах порядка 200—210° С и довольно резко (до 5 мдж и выше) возрастала при снижении температуры до 180° С.

На основании проведенных исследований разработаны нормы и требования к обезжириванию деталей и оборудования, работающих в среде газообразного кислорода (ТУ-26-04-109-66), представленные в табл. 3.

Таблица 3. Допустимое содержание минеральных масел на поверхности металлов в среде газообразного кислорода и способность растворителей обезжиривать поверхности металлов до требуемых норм

Температура масла, град С, не более	Давление кислорода, кг/см ² , не более	Количество масла, г/м ²		Обезжиривание до требуемых норм растворителем					
		легкого	тяжелого	СН ₂ , двукратное	Бензин Б-70		Фреон 113		Водомоющие растворы, двукратное
					однократное	двукратное	однократное	двукратное	
60	16	0,5	1	Да	Да	Да	Да	Да	Да
	64	0,1	0,2	"	"	"	"	"	"
	150	0,015	0,025	"	Нет	"	Нет	"	"
	450	0,005	0,01	"	"	Нет	"	Нет	Нет
150	16	0,25	0,5	"	Да	Да	Да	Да	Да
	64	0,05	0,1	"	"	"	"	"	"
	150	0,005	0,01	"	Нет	Нет	Нет	"	"
	450	0,0025	0,005	"	"	"	"	Нет	Нет

Из данных табл. 3 видно, что кислородные компрессоры и кислородное оборудование, работающие при давлениях до 150 кг/см² и температурах до 150°С, можно, не уменьшая безопасности их работы, обезжиривать двукратной обработкой водомоющими растворами.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ИНСТИТУТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И. КАЛИНИНА

А. О. Дитман, инженер,
К. П. Селезнев, докт. техн. наук,
С. Н. Шкарбуль, канд. техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПОТОКОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Одним из весьма перспективных направлений теоретического исследования течения идеального газа в проточной части центробежных компрессоров является метод электрогидродинамической аналогии. Для таких элементов проточной части, как входные патрубки, межступенчатые каналы, успешно применялись объемные и осесимметричные модели электролитическими ваннами или клиновой токопроводящей бумагой [1, 2, 3]. Однако в основных элементах проточной части центробежного компрессора поток носит вихревой или циркуляционный характер, что весьма затрудняет его анализ методами аналогии. Попытки использовать для решения задач о течении потока во вращающемся колесе сетчатые модели [4] не дали достаточно простого решения. Таким образом, разработка дешевого, гибкого метода решения задачи о вихревом и циркуляционном течении идеальной жидкости в сложных многосвязных областях проточных частей компрессорных машин продолжает оставаться весьма актуальной.

Существенные преимущества имеет метод электромагнитного моделирования с применением сплошных средств.

Известно, что моделирование потоков идеальной жидкости может быть выполнено двумя способами, один из которых основан на аналогии А, другой — на аналогии Б. В первом случае аналогом скорости в потоке жидкости является напряженность \vec{E}_A стационарного электрического поля в проводящей среде, во втором — вектор \vec{E}_B , сопряженный с E_A (равный по величине, но составляющий с ним угол 90°). Моделирование циркуляционных потоков по аналогии А с применением стационарного электрического поля возможно лишь при сведении многосвязной области циркуляционного течения к односвязной построением разрезов, линии которых могут быть точно известны лишь после решения задачи. Применение аналогии Б дает возможность построить силовые линии поля, однако измерение напряженности в этом случае затруднено.

Поэтому получил распространение метод моделирования циркуляционных потоков, использующий обе аналогии [5]. При исследовании

довании обтекания одного или системы профилей на основе аналогии Б строят силовые линии поля. Затем графическим методом проводят линию равных потенциалов, вдоль которой осуществляется разрез, и после этого, используя аналогию А, находят систему изопотенциальных линий либо непосредственно измеряют составляющие вектора напряженности электрического поля и строят эпюру относительных скоростей.

Принципиально другой подход к решению задач обтекания при наличии циркуляции был предложен Г. А. Рязановым [6] и реализован в лаборатории электрического моделирования. Метод основан на применении внешнего квазистационарного индукционного электрического поля тороидальных электромагнитов и сплошной проводящей среды (электропроводной бумаги, алюминиевой фольги, электролита). Его бесспорное преимущество в том, что используется прямая математическая аналогия между циркуляционными потоками в многосвязных областях произвольной формы и квазистационарным индукционным электрическим полем в проводящей среде. Наиболее полно проявляются преимущества метода электромагнитного моделирования при использовании вихревой зоны электрического поля для решения задачи обтекания профилей вращающейся круговой решетки в относительном движении.

В ЛИВТе и ЛПИ с 1965 г. проводится совместная работа по изучению возможности применения метода электромагнитного моделирования при исследовании потоков в элементах проточной части центробежных компрессоров.

Постановка задачи

Течение в проточной части рассматриваем при постоянных скоростях вращения и массовом расходе. Поток в межлопаточных каналах вращающейся круговой решетки в абсолютной системе координат при этом является потенциальным, но нестационарным, так как скорости и давления в зоне решетки для неподвижного наблюдателя будут изменяться периодически. В диффузоре, в обратном направляющем аппарате, в улитке и в других элементах проточной части он будет установившимся и потенциальным, т. е.

$$\operatorname{rot} \vec{c} = 0. \quad (1)$$

В абсолютном течении на входе в ряде элементов проточной части образуется закрутка потока или «потенциальный вихрь», в частности, по контуру, охватывающему вращающуюся решетку, существует циркуляция

$$\Gamma = \int_L c_l dl = 2\pi r c_u = 2\pi r_{\text{вх}}^2 \omega_{\text{вх}} = \text{const}, \quad (2)$$

где c_l — скорость потока по контуру; c_u — окружная составляющая скорости; $\omega_{\text{вх}}$ — интенсивность вихря, соответствующая закрутке на входе; $r_{\text{вх}}$ — условный радиус вихревого ядра, равный радиусу входа в рассматриваемый элемент проточной части.

В системе координат, связанной с вращающейся решеткой, т. е. в относительном движении, поток в ней установившийся, но вихревой, причем вихрь его численно равен удвоенной угловой скорости вращения решетки

$$\operatorname{rot} \vec{\omega} = -2 \dot{\omega}. \quad (3)$$

Для несжимаемого потока его дивергенция и в абсолютном, и в относительном движении будет равна нулю

$$\operatorname{div} \vec{c} = \operatorname{div} \vec{\omega} = 0. \quad (4)$$

Метод рассматривается применительно к несжимаемой среде ($\rho = \text{const}$). Учет сжимаемости можно выполнить различными методами путем последовательных приближений. Расходная составляющая потока может быть задана источниками, например, расположенными по входному сечению данного элемента.

Таким образом, поток в любом элементе, в общем случае представляется в виде суммы следующих составляющих: расходной от источников, циркуляционной, вызванной закруткой на входе, вихревой, вызванной вращением (для колеса), циркуляционной около лопаток данного элемента (колеса, диффузора, обратного направляющего аппарата).

Следовательно, в относительном движении двумерный поток идеальной несжимаемой жидкости в круговой решетке, расположенной в плоскости XOY, будет описываться системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{rot}_z \vec{\omega} &= \frac{\partial w_y}{\partial x} - \frac{\partial w_x}{\partial y} = -2 \omega_z; \\ \operatorname{div} \vec{\omega} &= \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

При введении функции тока ψ , связанной с составляющими скорости соотношениями,

$$w_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad w_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}; \quad (6)$$

второе уравнение системы (5) удовлетворяется тождественно, а первое принимает вид

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -2 \omega_z. \quad (7)$$

В качестве граничных принимают условия, что в центре решетки находится источник интенсивности \bar{V} , создающий потенциальное радиальное поле, убывающее на бесконечности как $1/r$, по контурам профилей лопаток отсутствует нормальная составляющая скорости (выполняется условие непротекания $w_n = 0$), и вокруг каждого профиля лопатки существуют равные циркуляционные скорости, такие по величине, что суммарный относительный вихревой поток плавно сходит с задних острых кромок профилей, т. е. соблюдается условие Чаплыгина—Жуковского.

Возможны случаи появления циркуляции на входе ($c_{\text{ш1}} \neq 0$), переменного расхода по окружности из-за осевой несимметрии введением источников различной интенсивности, различной циркуляции вокруг лопаток либо из-за различного расхода по окружности, либо из-за различной геометрии лопаток (например, для двухъярусных решеток).

В абсолютном движении пространственный циркуляционный поток в безлопаточном диффузоре и улитке при введении условной перегородки, превращающей двухсвязную область течения в односвязную, описывается уравнением Лапласа

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = \nabla^2 \Phi = 0, \quad (8)$$

где Φ — потенциал скорости.

По любому контуру, охватывающему ядро «потенциального вихря», существует циркуляция

$$\Gamma = \int_L \frac{\partial \Phi}{\partial l} dl = \text{const}, \quad (9)$$

а по периметру колеса выполняется граничное условие

$$c_{r2} = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = \frac{\bar{V}}{\pi D_2 b_2} = \text{const}, \quad (10)$$

где \bar{V} — объемный расход; D_2 , b_2 — соответственно диаметр и ширина колеса.

Аналогичное граничное условие при этом должно быть выполнено и в сечении выходного патрубка

$$c_n = \frac{\partial \Phi}{\partial n} = \frac{4 \bar{V}}{\pi D^2} = \text{const}, \quad (11)$$

где n , D — нормаль к сечению выходного патрубка и его диаметр.

На боковой поверхности должно быть выполнено условие непротекания

$$c_n = \frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0. \quad (12)$$

Абсолютный поток в области лопаточного диффузора, представляющего собой неподвижную круговую решетку крыловых профилей, описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \text{div } \vec{c} &= 0; \\ \text{rot } \vec{c} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

и при введении условной перегородки сводится к уравнению Лапласа для функции тока ψ

$$\nabla^2 \psi = 0. \quad (14)$$

При этом по контуру, охватывающему зону рабочего колеса, существует циркуляция (2), вдоль периметра колеса выполняется условие

$$c_r = \frac{\partial \psi}{r \partial \varphi} = \frac{\bar{V}}{\pi D_2 b_2}; \quad (15)$$

по профилям лопаток

$$c_n = \frac{\partial \psi}{\partial l} = 0; \quad \psi = \text{const}, \quad (16)$$

а по контурам, сцепленным с ними, существуют циркуляции скорости, такие по величине, что суммарный поток плавно сходит с задних острых кромок профилей.

Если исследуется строение потока в лопаточном диффузоре с выходом в улитку, то добавляются условия (11), (12).

Во входных патрубках (каналах) трехмерный поток идеальной жидкости рассматривается как бесциркуляционный, невихревой, поэтому решение задачи сводится к отысканию потенциала, удовлетворяющего уравнение Лапласа при выполнении условия непротекания на боковых поверхностях.

Электромагнитные модели потока идеальной жидкости в проточной части компрессора

Предпринимались неоднократные попытки решать поставленные задачи с помощью электрического моделирования [4, 7], однако применяемая при этом методика и технологическая реализация аналогии были далеки от совершенства, так как вихревое движение жидкости сводилось к потенциальному с заданием сложных граничных условий для функции потока [7] или рассматривалось решение для области межлопаточного канала и соответствующих областей до и после него с уточнением границ методом последовательных приближений [4]. Решение задачи для циркуляционного потока (8) — (12) путем сведения двухсвязной области к односвязной также требует определения действительного положения какой-либо изопотенциальной или силовой линии.

Положение меняется к лучшему, если применить для решения этой задачи вихревые электрические поля [8]. Появляется возможность простого решения как для циркуляционного течения, так и для вихревого движения на основе прямой математической аналогии между вихревым потоком идеальной жидкости в относительном движении и вихревым индукционным электрическим полем в проводящей среде. Эксперимент упрощается, точность повышается благодаря отсутствию необходимости отыскивать формы граничных линий тока методом последовательных приближений.

Поле скоростей в круговой вращающейся решетке с выходом в неограниченную среду может быть представлено, например, тремя составляющими полями (при $c_{ul} = 0$): полем скоростей при потен-

циальном обтекании круговой решетки радиальным потоком, вихревым полем с постоянным значением ротора скорости и полем обтекания решетки чисто циркуляционным потоком, когда циркуляции вокруг лопаток равны, а на контурах лопаток выполняется условие непротекания. Эти три поля воспроизводятся на электромагнитной модели тремя электрическими полями (рис. 1), которые

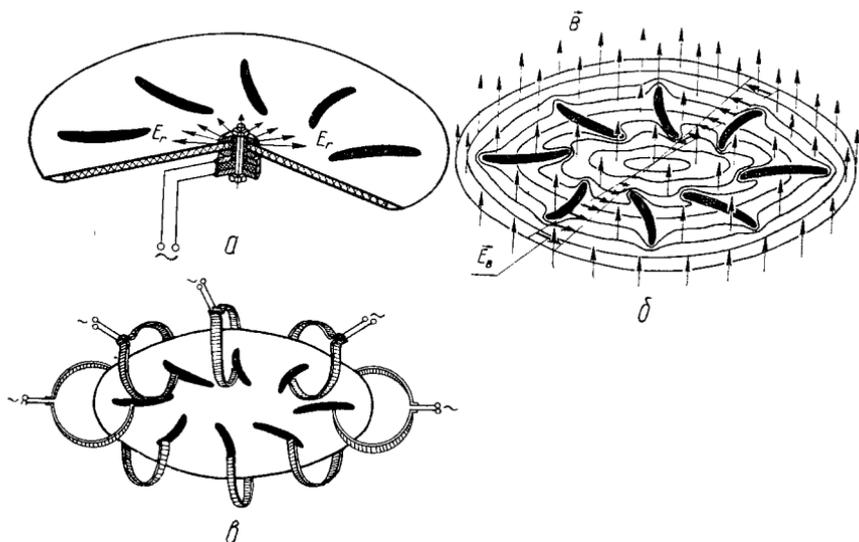


Рис. 1. Принципиальные схемы устройства для моделирования в относительно движении во вращающейся круговой решетке (в каналах рабочего колеса) потоков:

a — схема радиального; *b* — вихревого; *v* — циркуляционного вокруг лопаток.

при наложении с выполнением условия, аналогичного условию Чаплыгина—Жуковского в аэродинамическом потоке, дают суммарное поле — аналог поля скоростей при обтекании вращающейся круговой решетки в относительном движении.

Радиальный аэродинамический поток моделируется на основе электрогидродинамической аналогии (аналогия \vec{c} , \vec{E}) радиальным электрическим полем в двухслойной проводящей модели, вырезанной из алюминиевой фольги. В центрах обоих листов устанавливаются электроды (см. рис. 1, *a*), питаемые переменным током. Нижний лист, моделируя бесконечно протяженную среду, позволяет имитировать выход потока из решетки в неограниченное пространство. Поток напряженности квазистационарного электрического поля N_E (аналог расхода \bar{V} идеальной жидкости через сечения колеса) измерялся с помощью прямоугольного листа фольги шириной b , включенного последовательно с моделью,

$$N_E = E_0 b,$$

где E_0 — напряженность однородного электрического поля в листе

При этом величина E_r на радиусе r определялась отношением

$$E_r = \frac{N_E}{2\pi r} = \frac{E_0 b}{2\pi r}.$$

Вихревой аэродинамический поток в относительном движении моделируется индукционным электрическим полем, индуцируемым однородным переменным магнитным полем (см. рис. 1, б). Магнитное поле создается двумя катушками радиуса R , расположенными в плоскостях $z = \pm \frac{R}{2}$, т. е. на расстоянии радиуса друг от друга (рис. 2). В таком поле

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{rot}_z \vec{E} &= -\frac{\partial B_z}{\partial \tau} \\ \operatorname{div} \vec{E} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

что при постоянно действующем значении магнитной индукции позволяет реализовать вихревое течение идеальной несжимаемой жидкости на электромагнитной модели на основании математического подобия систем уравнений (5) и (17).

Так как катушки питаются синусоидальным переменным током $I(\tau) = Ie^{i\omega_3\tau}$, то уравнения (17) могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{rot}_z \vec{E} &= -i\omega_3 B_z \\ \operatorname{div} \vec{E} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где ω_3 — круговая частота переменного тока.

При введении функции потока напряженности индукционного электрического поля (V_3) соотношениями, аналогичными соотношениям (6),

$$E_x = -\frac{\partial V_3}{\partial y}, \quad E_y = \frac{\partial V_3}{\partial x},$$

получим

$$\frac{\partial^2 V_3}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_3}{\partial y^2} = -i\omega_3 B_z. \quad (19)$$

Определим константы подобия [9] рассматриваемых полей соотношениями:

$$N_w = \frac{w}{E}; \quad N_a = \frac{a_n}{a_m}; \quad N_{wz} = \frac{2\omega_z}{\omega_3 B_z}; \quad N_\psi = \frac{\psi}{\psi_3}, \quad (20)$$

где a_n , a_m — характерные линейные размеры природы и модели.

Методом анализа уравнений (5), (18), (7), (19) найдем, что при электромагнитном моделировании вихревого обращенного те-

чения идеальной жидкости необходимо выполнить критерии подобия:

$$\Pi_1 = \frac{\omega_z a_H}{\omega} = \frac{\omega_3 B_z a_M}{2 E} = \text{idem};$$

$$\Pi_2 = \frac{\omega_z a_H^2}{\psi} = \frac{\omega_3 B_z a_M^2}{2 V_3} = \text{idem}. \quad (21)$$

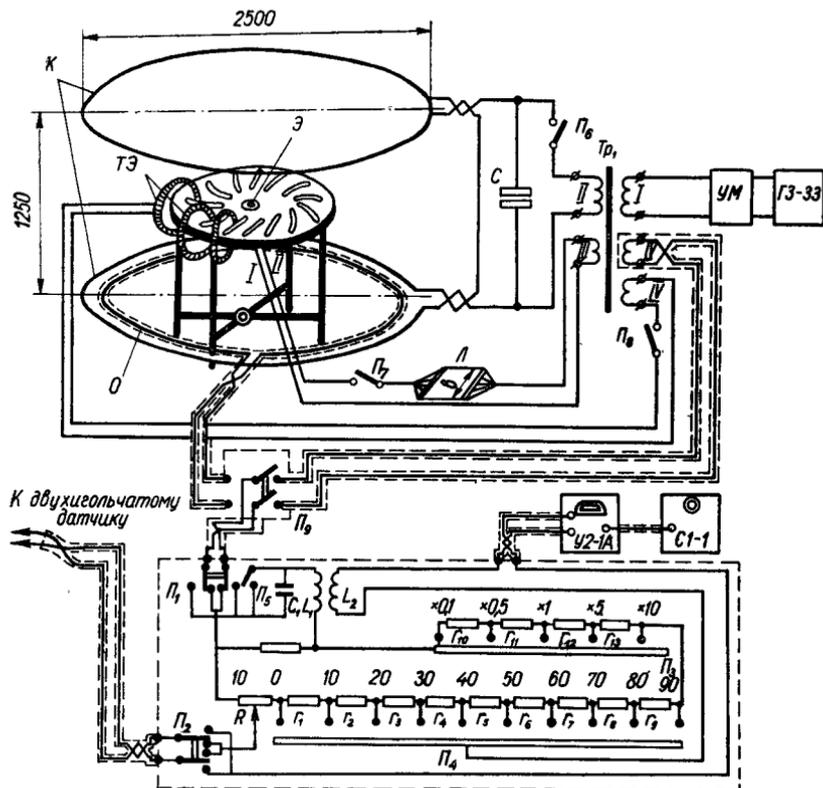


Рис. 2. Электрическая схема установки для моделирования потока в отнositельном движении во вращающейся круговой решетке:

K — катушки, образующие кольца Гельмгольца; ТЭ — тороидальные электромагниты; Э — электроды; Л — прямоугольный лист алюминиевой фольги, позволяющей измерять поток напряженности квазистационарного электрического поля; УМ — усилитель мощности типа МРТУ-100; ГЗ-33 — генератор звуковых частот; У2-1А — измерительный усилитель; С1-1 — электронный осциллограф; Тр, — трансформатор.

Моделирование чисто циркуляционного потока вокруг лопаток круговой решетки осуществляется на основе математической аналогии между внешним индукционным электрическим полем, окружающим тороидальный электромагнит, сцепленный с плоской проводящей пластиной, и циркуляционным потоком идеальной несжи-

маемой жидкости. В отверстия, имитирующие профили лопаток колеса, вставляются тороидальные электромагниты, имеющие одинаковые параметры (см. рис. 1, θ), и подключаются к источнику переменного напряжения. Величина и фаза напряжения на электромагнитах регулируется таким образом, чтобы при последующем сложении эпюр напряженностей по профилям лопаток выполнялось в суммарном электрическом поле условие, аналогичное условию Чаплыгина—Жуковского, существующего при аэродинамическом обтекании лопаток. Можно использовать только один тороидальный электромагнит, пользуясь принципом суперпозиции полей. В этом случае для определения безразмерных скоростей по профилю лопатки нужно измерить напряженность индукционного поля по всем профилям и значения в тождественных точках сложить с учетом знака, разделив полученные суммы на напряженность вихревого поля E_{r_2} на радиусе r_2 .

Описанные поля могут исследоваться отдельно с последующим графическим сложением эпюр скоростей, что имеет то преимущество, что исследовав распределение скоростей на лопатках заданной круговой решетки, можно изменением масштаба соответствующих эпюр и сложением их получить любые режимы работы колеса.

Моделирование потока в колесе в относительном движении осуществлялось на установке, разработанной лабораторией электрического моделирования ЛИВТа и применявшейся ранее для решения двухмерных задач теории упругости (см. рис. 2).

Установка питается от задающего генератора ГЗ-33 и усилителя мощности УМ типа МРТУ-100. Разделительный трансформатор $ТР_1$ выполнен на тороидальном сердечнике и имеет четыре вторичных обмотки. Обмотка II служит для питания катушек K , образующих с емкостью C колебательный контур с резонансной частотой 500 гц. Обмотка III служит для создания в модели потенциального радиального поля, обмотка IV питает тороидальные электромагниты, обмотка V создает опорное напряжение для потенциометра переменного тока. Опорное напряжение, синфазное с индукционным электрическим полем, создаваемым переменным однородным магнитным полем, снимается с петли O .

Измерительный блок установки представляет собой двухкоординатный потенциометр переменного тока, позволяющий производить отсчет лишь одной составляющей измеряемого напряжения. Опорное напряжение подается на фазорасщепляющую цепочку, состоящую из активного сопротивления r_0 и воздушного трансформатора L_1L_2 . Напряжение, синфазное с измеряемой составляющей ЭДС зонда, снимается с сопротивления r_0 , а квадратурное напряжение — со вторичной поворотной обмотки (L_2) воздушного трансформатора. Измерение величины синфазного напряжения производится делителями напряжения r_{10} — r_{13} (множитель) и r_1 — r_9 (декадный). Сумма синфазной и квадратурной составляющих опорного и измеряемого напряжения, снимаемого зондом, подается на нуль-

индикатор, состоящий из измерительного усилителя типа У2-1А, на выходе которого включен осциллограф С1-1. Установка необходимой при измерениях фазности напряжений производится переключателями Π_1 и Π_2 .

Для устранения влияния внешних магнитных и электрических полей части измерительной схемы экранирования, а вариометр (L_1L_2) и реохорд выполнены астатическими.

Абсолютное движение пространственного циркуляционного потока в безлопаточном диффузоре с последующей улиткой имитируется в модели двумя электрическими полями: радиальным потенциальным и внешним индукционным электрическим, радиальное потенциальное поле создается в проводящей среде с помощью электродов, установленных с равномерным шагом вдоль периметра круговой стенки, ограничивающей зону колеса, внешнее индукционное электрическое поле тороидального электромагнита (имитирующее циркуляцию от вращающейся круговой решетки), при введении условной перегородки, исключающей многозначность потенциала Φ . описывается уравнением Лапласа [10]. Электроды подключаются через сопротивления, на два порядка превышающие удельное сопротивление электролита, или другой проводящей среды, ко вторичной обмотке того же электромагнита.

Режим работы безлопаточного диффузора и улитки характеризуется отношением c_u/c_r , определяемым интенсивностью электрических полей, моделирующих поток. С помощью магазина сопротивлений соотношения между ними можно изменять.

Моделирование трехмерных циркуляционных потоков с применением электролита требует изготовления сложной профилированной электролитической ванны. Поэтому был разработан метод изготовления слоистых моделей из листов алюминиевой фольги. Модель улитки изготавливается при этом многослойной, что соответствует изменению площадей сечений по ее длине. Форма листов определяется построением: пространственная модель рассекается рядом плоскостей, параллельных плоскости симметрии, и определяются линии их пересечения с поверхностью камеры. По этим линиям вырезаются листы и накладываются друг на друга. Соединение их между собой осуществляется точечной электроискровой сваркой.

Эксперименты, проведенные лабораторией электрического моделирования ЛИВТ совместно с кафедрой компрессоростроения ЛПИ им. Калинина, показали эффективность применения моделирования при исследовании аэродинамики потока во вращающихся круговых решетках, в безлопаточных диффузорах, улитках и других элементах проточной части компрессоров.

Для примера показаны эпюры распределения скоростей по профилю лопатки центробежного колеса (рис. 3), полученные на электромагнитной модели и расчетным методом Стейница. Различия эпюр на контурах лопаток объясняется тем, что по методу Стейница течение в области кромок не учитывается.

Таким образом разработан и опробован весьма эффективный способ теоретического расчета и анализа идеального потока в любых элементах проточной части центробежных компрессоров (и во-

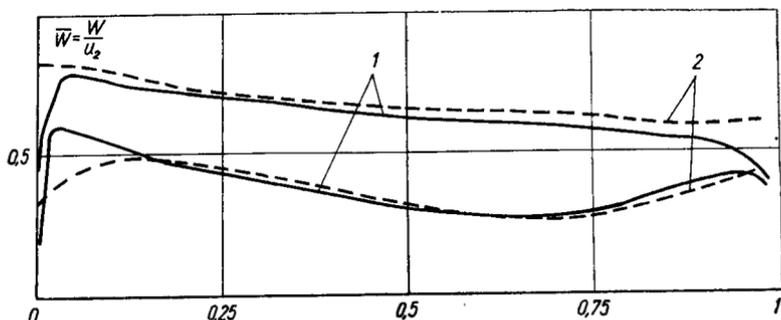


Рис. 3. Эпюры распределения скорости по лопатке колеса (крыловой профиль $C=4$, режим $\varphi_1=0,325$):

1 — методом электроинтегрирования для двумерного потока несжимаемой жидкости; 2 — расчет по методу Стейница с учетом трехмерности и сжимаемости истока.

обще турбомашин). Метод внедряется в практику исследования в лаборатории компрессоростроения ЛПИ имени М. И. Калинина.

ЛИТЕРАТУРА

1. *W. Albring*. Probleme bei der Gestaltung Verlustarmer Gehäuse von Strömungs maschinen. Periodica Polytechnica, Budapest, V. 3, 1959, №2.
2. *Никитин А. А.* и др. Исследование входных патрубков центробежных компрессоров. «Энергомашиностроение», 1966, № 9.
3. *Зыков В. И.* Результаты исследования формы меридиального сечения переходного канала промежуточной степени центробежного компрессора. «Энергомашиностроение», 1966, № 6.
4. *Коршин И. М.* Исследование течения идеальной несжимаемой жидкости в колесах турбомашин с помощью электроинтегратора. Труды Казанского авиационного института. Вып. 93, Авиационные двигатели. Казань, 1967.
5. *Фильчаков П. Ф., Панчишин В. И.* Интеграторы ЭГДА. Моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге. Киев, Изд-во АН УССР, 1961.
6. *Рязанов Г. А.* Способ электрического моделирования циркуляционного обтекания тел на основе электрогидродинамической аналогии при использовании электролитической ванны, фольги и электропроводной бумаги. Авторское свидетельство № 148279, 1962.
7. *Карлос У.* Моделирующие устройства для решения задач теории поля. М., Издательство иностранной литературы, 1962.
8. *Рязанов Г. А.* Моделирование методом сплошных сред с применением вихревого электрического поля. Труды 4-ой межвузовской конференции по применению физического и математического моделирования в различных отраслях техники. Сб. № 1. М., МЭИ, 1962.
9. *Тетельбаум И. М.* Электрическое моделирование. М., Физматгиз, 1959.
10. *Рязанов Г. А.* Моделирование циркуляционных потоков методом электрогидродинамической аналогии с применением вихревого электрического поля. Известия АН СССР, ОТН. Механика и машиностроение, 1961, № 3.
11. *Дитман А. О.* Электромагнитное моделирование двумерных полей напряжений при решении некоторых задач теории упругости. Автореферат диссертации. Л., ЛИВТ, 1967.

А. П. Тарабрин, инженер

МЕТОДЫ РАСЧЕТА АЭРОДИНАМИКИ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Расчет осесимметричного потока в ступени осевого компрессора.

В настоящее время существует несколько методов расчета осредненного потока в осевых компрессорах [1—5 и 8] для идеальной сжимаемой жидкости. Эти методы позволяют рассчитать поля скоростей и давлений в каждом сечении проточной части как на расчетном, так и на нерасчетных режимах, однако не используются в проектировании и отработке проточных частей осевых компрессоров из-за отсутствия рекомендаций по заданию для расчета осесимметричного потока поточных углов, потерь и т. д. и о сходимости расчета с опытом.

Данная работа посвящена поискам путей использования теоретического анализа осесимметричного потока для расчета потока в осевом компрессоре. Расчеты производились по методу [2—4], запрограммированному для ЭВМ «Урал-2». Коротко остановимся на его основных идеях.

Рассматривается установившееся осесимметричное течение невязкого, сжимаемого газа. Система уравнений, определяющая течение в проточной части в цилиндрической системе координат может быть представлена в виде:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} + F_r; \quad (1)$$

$$c_r \frac{\partial c_u r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_u r}{\partial z} = F_u r; \quad (2)$$

$$\frac{p}{\rho^k} \sigma^{k-1} = \text{const}; \quad (3)$$

$$I = c_p T + \frac{w^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2} = \text{const при } \psi = \text{const}; \quad (4)$$

$$\psi = \int_{r_{\text{вх}}}^r K \rho c_z r dr; \quad (5)$$

$$\sigma = 1 - \frac{k}{k+1} \zeta \lambda_{\text{вх}}^2 \varepsilon(\lambda_{\text{вх}}), \quad (6)$$

где p — давление; ρ — плотность; k — показатель адиабаты; $\lambda_{\text{вх}}$ — значение коэффициента скорости на входе в венiec (λ вычисляется по абсолютной скорости, если угловая скорость $\omega=0$, и по относи-

тельной в противном случае); $\varepsilon(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$; $\zeta := \frac{\Delta p_n}{\frac{1}{2} \rho c_{\text{вх}}^2}$ — коэффициент потерь; Δp_n — потери полного давления в решетке; $c_{\text{вх}}$ — значение скорости на входе в венец; $\vec{c}(c_r, c_u, c_z)$ — вектор скорости в неподвижной системе координат: F_r, F_u — составляющие массовой силы воздействия лопаток на поток; $\vec{\omega}(c_r, c_u, c_z)$ — вектор относительной скорости; ψ — функция тока, причем при $r=r_{\text{вт}}$ $\psi=0$ и при $r=r_{\text{пер}}$ $\psi=\psi_{\text{пер}}$; $r_{\text{вт}}, r_{\text{пер}}$ — втулочный и наружный радиусы; k — коэффициент стеснения потока лопатками или пограничными слоями.

Задача решается для данной геометрии проточной части (в том числе и геометрии лопаток), граничных условий, скорости вращения. Решение находится методом последовательных приближений. Из уравнения (1) интегрированием определяется $p=p(r)$. Величина скорости может быть получена из выражения

$$\frac{p}{p_{\text{ин}}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где $p_{\text{ин}} = \sigma p_{\text{оп}}$ — полное давление в рассматриваемом сечении; $p_{\text{оп}}$ — полное давление на входе в решетку.

Полученное значение скорости уточняется привлечением уравнения неразрывности, после чего корректируется положение линий тока.

В качестве объекта исследования была выбрана высоконапорная ступень К-70-16 с 70-процентной реакцией, разработанная и испытанная в ЦКТИ канд. техн. наук М. М. Бабковой. Числа Маха находились в пределах 0,3—0,5, значения коэффициента расхода изменялись в пределах от 0,603 до 0,408.

В процессе выполнения большого числа систематических расчетов выявлялось влияние задания поточных углов, потерь и коэффициента стеснения на распределение параметров в каждом контрольном сечении и их соответствие данным эксперимента. Как показало исследование, из перечисленных выше факторов (β, ζ, K) наиболее сильное влияние как на величину параметров, так и на распределение их по высоте лопатки оказывают углы выхода потока β (или α). Поворот потока, осуществляемый решеткой, может быть определен несколькими способами: по обобщенным данным продувок плоских решеток [6, 7], на основе теоретических данных [1, 2], а также по данным продувок кольцевых решеток.

На рис. 1 даются значения углов выхода потока β_2 из лопатки рабочего колеса (РК), полученные при $\varphi_{\text{ин}} = 0,546$ ($\varphi_{\text{ин}}$ — коэффициент расхода, определенный по заторможенным параметрам на входе), по данным Комарова [6] и Хоуэлла [7], а также по данным испытания модели. Расхождение между значениями β_2 , по данным Комарова и Хоуэлла, невелико ($1-2^\circ$) и постоянно по высоте ло-

патки, а по данным испытаний ступени имеет несколько отличный характер от распределения по данным плоских продувок, что вызвано взаимным влиянием решеток в лопатке, а также влиянием вторичных течений.

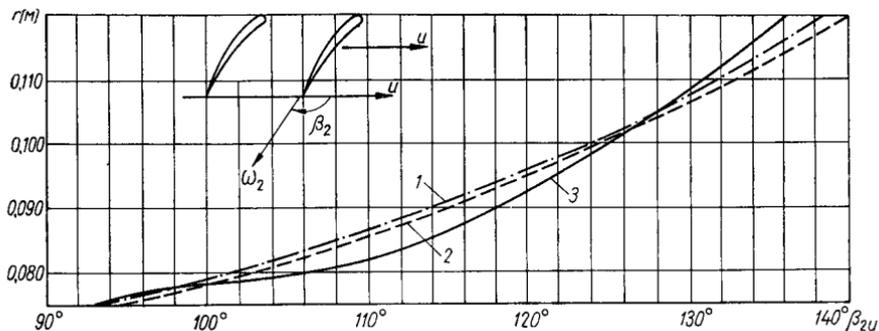


Рис. 1. Сравнение углов выхода потока из РК ступени К-70-16, определенных различными способами при $\varphi_{1п} = 0,546$:

1 — по работе [7]; 2 — по работе [6]; 3 — данные опытов М. М. Бабковой.

Соответствующие распределения полного давления $p_{2п}$, осевой c_{2z} и окружной c_{2u} проекций скорости \vec{c} в зазоре РК, полученные при расчете осесимметричного потока, приведены на рис. 2. Можно заметить, что небольшая разница в углах выхода приводит к существенному изменению полного давления и значения c_{2u} .

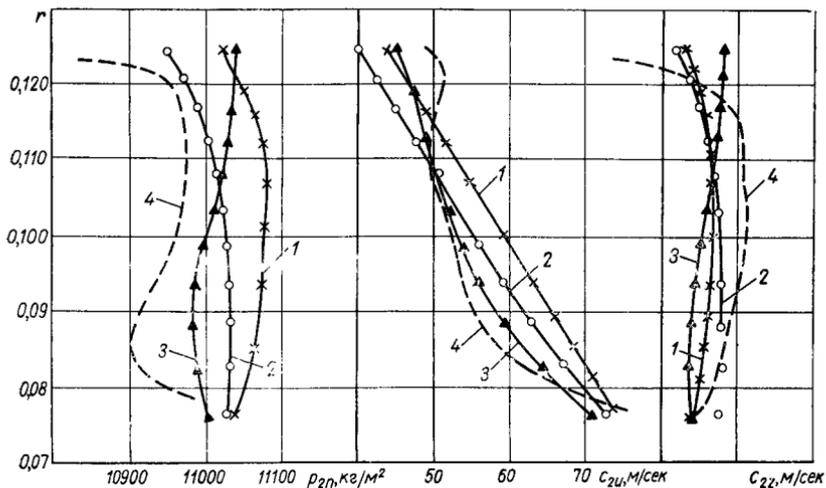


Рис. 2. Распределение по радиусу $p_{2п}$ c_{2z} c_{2u} за РК ступени К-70-16 при различном задании углов выхода потока:

1 — по работе [7]; 2 — по работе [6]; 3 — данные опытов М. М. Бабковой; 4 — экспериментальные данные.

Расчеты осесимметричного потока с использованием величин углов, по данным продувок плоских решеток, не дают хорошей сходимости с экспериментальными результатами. Для обеспечения сходимости расчета с опытом необходимо вводить соответствующие поправки к значениям углов, определенным по данным плоских продувок. Результаты, наиболее близкие к опытным, были получены с использованием значений углов β_2 , определенных в опыте на модели.

Хотя расчет приводился для идеальной жидкости, тем не менее влияние потерь учитывалось косвенным образом через использование коэффициента изэнтропичности σ в уравнениях (3), (6). Распределение давлений и скоростей зависит от величины и характера изменения по радиусу коэффициента потерь ξ , но эта зависимость более слабая в сравнении с влиянием величины угла выхода потока. Накопленный большой статистический материал по продувкам плоских решеток позволяет определять величину ξ в зависимости от геометрических параметров решетки и режима ее работы. Величина ξ должна включать в себя профильные, индуктивные, концевые потери, а также потери в зазоре. Как показало проведенное исследование, определение коэффициента потерь, по данным Комарова, обеспечивает распределение параметров потока по высоте лопатки и значения суммарного к.п.д. ($\eta_{ад}$) ступени, близкие к замеренным в эксперименте.

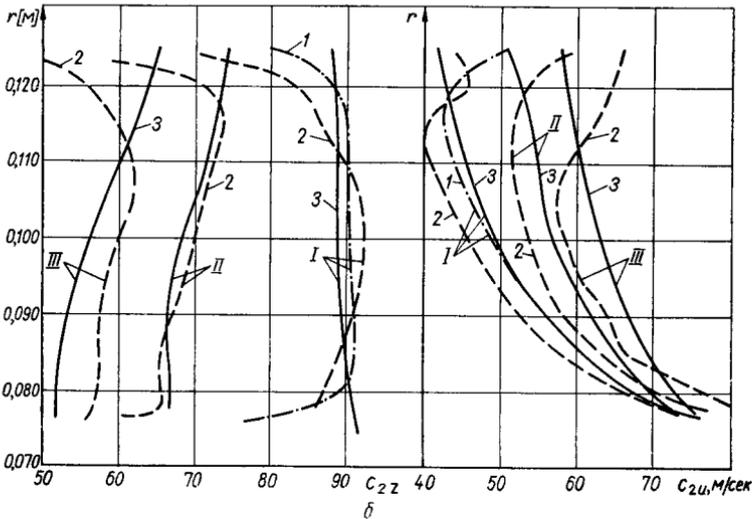
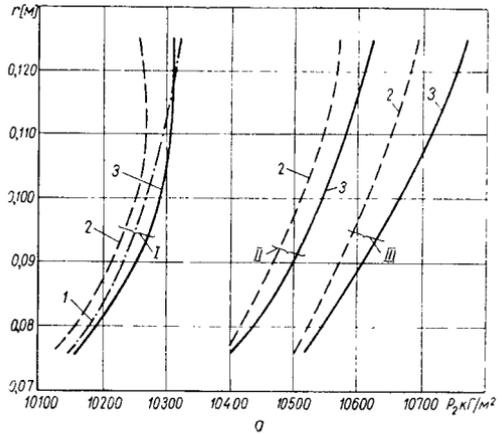
Известно, что из-за наличия пограничного слоя на ограничивающих канал стенках величина потерь вблизи втулки и корпуса резко возрастает. Использование в расчете распределений потерь по радиусу с учетом «краевого» эффекта может дать результаты, качественно совпадающие с действительными в этой области. Но поскольку расчет проводится для идеальной жидкости, то при слишком больших значениях ξ вблизи втулки и периферии возможно появление мнимых скоростей. Так как влияние «краевого» эффекта распространяется только на небольшие области вблизи концов лопатки, то можно вести расчет без его учета или же учитывая его частично. При высоких числах Маха необходимо учитывать влияние сжимаемости на величину ξ .

Из-за наличия пограничных слоев на ограничивающих поверхностях, в сечениях, даже свободных от лопаток, бывает загромождение канала. Аналогичное влияние оказывают также сходящиеся с лопаток кромочные следы. Это приводит к увеличению скоростей в рассматриваемом сечении. Эффект от этого явления может косвенно учитываться в расчете введением коэффициента загромождения канала K [8]. Анализ расчетных и экспериментальных данных показал, что хорошее совпадение данных расчета с опытом получается при введении следующих значений K : 0,98; 0,962; 0,95 в сечениях за входным направляющим аппаратом (ВНА), рабочим колесом (РК) и промежуточным направляющим аппаратом (ПНА), соответственно.

Расчет, как правило, проводился в несколько этапов. На каждом из этапов при приближенном задании углов выхода потока и потерь определялись углы натекания потока на решетку в каждом сечении. Затем величины потерь и углов выхода потока приводились в соответствие с новыми условиями натекания, и такой процесс повторялся до тех пор, пока углы натекания на данном этапе не отличались от их значений для предыдущего этапа.

Рис. 3. Сравнение расчетных и опытных эюр за РК ступени К-70-16:

a — статического давления; *б* — скоростей; 1 — опыт; 2 — расчет с учетом «краевого» эффекта при $\varphi_{1п}=0,603$; 3 — расчет; I — $\varphi_{1п}=0,603$; II — $\varphi_{1п}=0,485$; III — $\varphi_{1п}=0,447$



Сравнение расчетных и экспериментальных параметров при использовании указанных выше рекомендаций в сечении за рабочим колесом ступени в широком диапазоне изменения коэффициента расхода приводится на рис. 3, *a*, *б*. Расчетные эюры скоростей c_z и c_u во всех сечениях хорошо согласуются с опытными. В сечениях за РК и ПНА имеется расхождение $\delta p = \frac{p_{расч} - p_{опыт}}{p_{расч} - p_a}$ в величине статического и полного давления до 5—9%, где p_a — атмосфер-

ное давление. Это вызвано неточностью задания углов поворота потока, коэффициента потерь, а также другими, не учитываемыми в расчете факторами.

Таким образом, кинематические параметры потока могут быть определены расчетом с достаточной точностью. Это делает возмож-

ным более глубокий анализ потока в проточной части, а также улучшение лопаточного аппарата на основе вариантных расчетов.

На рис. 4 приводятся экспериментальные и расчетные характеристики ступени К-70-16. Характер расчетных кривых $\eta_{ад} = \eta_{ад}(\varphi)$ и $\psi_{ад} = \psi_{ад}(\varphi)$ полностью соответствует полученным в опыте. Расхождение по коэффициенту напора $\psi_{ад}$ при $\varphi_{1п} = 0,52$ составляет 4,5% и по $\eta_{ад}$ — 1%. Экспериментальные данные, полученные при исследовании ступени с различным углом установки рабочих лопаток, а также расчеты показали, что расхождение в угле установки РК в 1° приводит к изменению коэффициента напора на 3—4%. Таким образом, полученное расхождение между расчетом и опытом может быть вызвано отличием расчетных и опытных углов примерно в 1° и находится в пределах точности определения углов в эксперименте.

Использование метода малых возмущений при доводке лопаточного аппарата осевого компрессора.

На основе расчета обычно не удается спроектировать лопаточный аппарат, который с требуемой точностью удовлетворял бы заданным условиям. Требуется последующая экспериментальная проверка, а затем доводка лопаточного аппарата. Методы доводки [9] основываются на независимости работы решеток друг от друга. Однако в некоторых случаях, особенно при отличии закрутки лопатки от закона свободного вихря, взаимное влияние решеток в лопатке может быть большим, ввиду этого доводка такой ступени осуществляется в несколько этапов.

Ниже излагается простой метод определения изменений в углах выхода потока из венца для получения требуемого изменения напора по высоте лопатки. Этот метод можно использовать как для доводки лопаточного аппарата компрессора, так и для определения расхождений между действительными значениями углов выхода

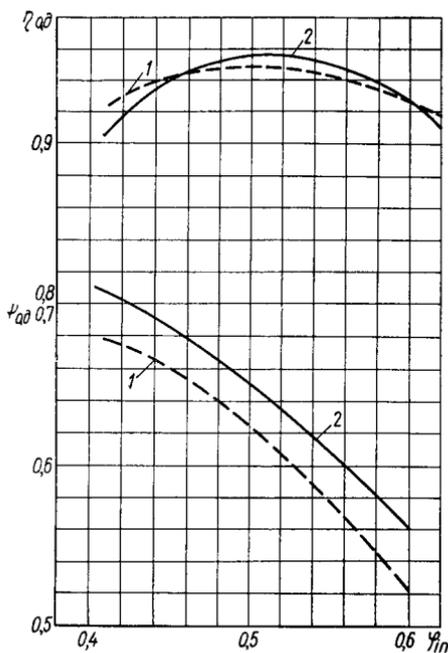


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик ступени К-70-16:

1 — опыт; 2 — расчет.

потока из РК и их значениями по данным продувок плоских решеток.

Здесь удобно вместо уравнения Эйлера (1) в проекции на ось использовать уравнение движения в форме Крокко [2]

$$\frac{c_{ur} - \omega r^2}{r^2} \cdot \frac{\partial c_{ur}}{\partial r} + c_z \left(\frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial z} \right) = \frac{\partial I}{\partial r}. \quad (7)$$

Расчеты показали, что в осевых компрессорах с лопатками, у которых одна из кромок или линия, соединяющая центры тяжести профилей, направлена по радиусу, радиальной составляющей массовой силы F_r , воздействия лопаток на поток можно пренебречь.

Пусть для данной геометрии ступени при заданных граничных условиях [1] известно значение параметров потока за рабочим колесом. Эти значения могут быть получены либо на основе эксперимента, либо на основе решения прямой задачи (1). Во многих случаях, а особенно при доводке, необходимо на малую величину изменить геометрию лопаточного аппарата для получения требуемого напора. Предположим, что $(c_{ur})^*$ — значение функции c_{ur} на выходе из рабочего колеса исходной лопатки. Для получения требуемого напора необходимо изменить исходную величину $(c_{ur})^*$ на малую величину $(c_{ur})'$, которую в дальнейшем будем предполагать заданной, т. е. для исходной лопатки

$$c_{ur} = (c_{ur})^* + (c_{ur})'. \quad (8)$$

Задача состоит в определении изменений в углах выхода потока исходной лопатки. Соответственно изменению $(c_{ur})'$ остальные параметры в данной точке при $r = \text{const}$ получают малые приращения:

$$c_z = c_z^* + c_z'; \quad \rho = \rho^* + \rho'; \quad c_r = c_r^* + c_r'.$$

Кроме того, в общем случае при изменении $(c_{ur})^*$ на $(c_{ur})'$ произойдет изменение положения линий тока в зазоре между венцами и, следовательно, изменение распределения функции тока по радиусу. Пусть $\psi^* = \psi^*(r)$ распределение функции тока по радиусу для исходной лопатки в сечении за рабочим колесом и $\psi = \psi^*(r) + \Delta\psi$ — соответствующее значение для новой лопатки, где $\Delta\psi$ — изменение функции тока в данной точке (причем очевидно, что при одном и том же расходе при $r = r_{\text{ит}}$ и $r = r_{\text{пер}}$ $\Delta\psi = 0$). Значение производной $\frac{\partial I}{\partial r}$ для новой лопатки примет вид

$$\frac{\partial I}{\partial r} = \frac{\partial I}{\partial \psi} (\psi) \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{\partial I}{\partial \psi^*} (\psi^*) \rho c_z K r + \frac{\partial^2 I}{\partial \psi^{*2}} (\psi^*) \cdot \rho c_z K r \Delta\psi,$$

где $\frac{\partial I}{\partial \psi^*} (\psi^*)$ — значение производной $\frac{\partial I}{\partial \psi}$ в данной точке для исходной лопатки.

Для дальнейших рассуждений последним членом будем пренебрегать, так как для осевых компрессоров его влияние незначитель-

но. Подставляя в (7) новые значения скоростей, а затем вычитая из полученного уравнения уравнение (7) и пренебрегая произведением малых величин, а также произведением малых величин на их производные, получим

$$\frac{dc_z'}{dr} + c_z' \frac{d \ln c_z^*}{dr} = - \frac{(c_{ur}')^* - \omega r^2}{r^2 c_z^*} \cdot \frac{d(c_{ur}')}{dr} - \frac{(c_{ur}')}{r^2 c_z^*} \cdot \frac{d(c_{ur}')^*}{dr} + \frac{dI}{d\psi^*} Kr \frac{1}{c_z^*} [\rho^* c_z' + \rho' c_z^*]. \quad (9)$$

Уравнение (9) является линейным дифференциальным уравнением первого порядка. Предполагая значение последнего члена в (9) известным из предыдущего приближения, представим решение (9) в виде

$$c_z' = \frac{c_{zcp}^*}{c_z^*} \left\{ c_{zcp}' - \frac{1}{c_{zcp}^*} \int_{r_{cp}}^r \left[\frac{(c_{ur}')^* - \omega r^2}{r^2} \cdot \frac{d(c_{ur}')}{dr} + \frac{(c_{ur}')}{r^2} \cdot \frac{d(c_{ur}')^*}{dr} - \frac{dI}{d\psi^*} Kr (\rho^* c_z' + \rho' c_z^*) \right] dr \right\}, \quad (10)$$

где индекс «ср» означает, что величины берутся на среднем радиусе.

Граничным условием для определения c_{zcp} служит уравнение сплошности

$$\int_{r_{вт}}^{r_{пср}} Kr (\rho^* c_z' + \rho' c_z^*) dr = 0. \quad (11)$$

Значение ρ' определяется из выражения

$$\frac{\rho'}{\rho^*} = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{\omega (c_{ur}')}{H^*} - \frac{1}{k-1} \cdot \frac{c_z^* c_z' + c_u^* c_u'}{H^* - \frac{c^{*2}}{2}}, \quad (12)$$

$$\text{где } H^* = c_p T^* + \frac{c^{*2}}{2}.$$

Уравнения (7)—(9) решаются методом последовательных приближений. В качестве нулевого приближения можно полагать $\rho' = c_z' = 0$. Используя треугольники скоростей, легко получить формулу для изменения в углах выхода потока

$$\Delta\beta = - \frac{c_u'}{c_z} \cos \beta_{2z}^* - \frac{c_z'}{c_z} \sin \beta_{2z}^*, \quad (13)$$

где β_{2z}^* — угол между направлением потока на выходе из лопатки и осью z . Из (13) определяются те изменения в углах выхода, которые нужно внести в исходную лопатку для того, чтобы получить заданный напор.

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

Метод расчета осесимметричного потока в проточной части может быть использован для поверочного расчета осевого компрессора. При указанных в докладе рекомендациях по заданию углов выхода, потерь и коэффициента K метод дает результаты, соответствующие экспериментальным.

Метод доводки лопаточного аппарата на основе метода малых возмущений, приведенный в данной работе, может быть использован также для определения расхождений между действительными значениями углов выхода потока и их значениями по данным продувок плоских решеток.

Предлагаемые методы можно использовать для улучшения лопаточных аппаратов существующих осевых компрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
2. Жуковский М. И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашин. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
3. Жуковский М. И., Тарабрин А. П. Расчет осесимметричного потока в ступени осевых турбомашин. «Энергомашиностроение», 1964, № 9.
4. Жуковский М. И., Новикова О. И. и др. Программирование расчета осесимметричного потока в проточной части осевых турбомашин на ЭВМ «Урал-2». Труды ЦКТИ. Вып. 60, М., 1965.
5. Сироткин Я. А. Поверочный расчет осевых турбомашин в рамках теории цилиндрической ступени для совершенного газа на БЭСМ-2М. «Энергомашиностроение», 1966, № 6.
6. Комаров А. П. Исследование плоских компрессорных решеток. «Лопаточные машины и струйные аппараты», 1967, № 2.
7. Howell A. R. Fluid dynamics of axial compressors. «Journal Proc. Inst. Mech. Eng.», 1945, vol. 153, № 12.
8. Iansen W., W. C. Moffatt. The off-design analysis of axial-flow compressors. «Journal of Engineering for Power». Trans. ASME, ser. A, 1967, vol. 89, № 4.
9. Гофлин А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М., Машгиз, 1959.

КАЗАНСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

А. П. Тунаков, канд. техн. наук,
С. Г. Ибрагимов, инженер

БАЛАНСИРОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Необходимость сравнивать экспериментальные и расчетные параметры компрессоров возникает при газодинамической доводке проектируемых и модернизации существующих машин. Путем сравнения уточняются коэффициенты потерь, заложенные в первоначальный расчет. Этот процесс обычно называют балансированием результатов испытаний.

Расчеты характеристик осевых компрессоров состоят из общепринятых уравнений течения газа и заданных в той или иной фор-

ме коэффициентов потерь. Недостаточность сведений по коэффициентам потерь является причиной того, что подобные расчеты позволяют получить характеристики с точностью, достаточной лишь для стадии проектирования. При этом всегда удается найти изменение коэффициентов потерь на различных режимах даже для компрессоров, параметры и геометрия которых близки к тем, для которых определены коэффициенты потерь. У компрессоров, значительно отличающихся по параметрам и геометрии от исследованных, отличие экспериментально измеренных параметров от расчетных оказывается еще большим.

В данной работе предлагается производить балансирование известным из математики методом максимума правдоподобия. В результате такого балансирования для данной геометрии с наибольшей достоверностью обеспечиваются минимальные невязки между расчетными и замеренными параметрами во всем диапазоне проведенных экспериментов.

Математическая модель составлена с допущениями, общепринятыми для поверочного расчета многоступенчатого осевого компрессора. Расчет ведется на среднем диаметре. В каждом рассматриваемом сечении берутся среднеинтегральные параметры потока. Делается допущение об осесимметричности течения. Математическая модель составлена применительно к компрессорам с дозвуковым профилированием, но допускает наличие местных сверхзвуковых скоростей. Изменение параметров в осевом зазоре и влияние неравномерности полей скоростей на входе в компрессор не учитываются.

Математическая модель составлена по венцам, т. е. для каждого рассматриваемого венца по заданной геометрии и параметрам на входе определяются параметры потока на выходе из него. Причем параметры потока на выходе из j -го венца служат входными параметрами для $(j+1)$ -го венца и т. д., так как потери в осевом зазоре не учитываются. Отдельно рассматриваются входной и выходной патрубки, входной направляющий аппарат.

В математическую модель включен целый ряд эмпирических и приближенных формул. Некоторые из них нуждаются в пояснении. Так, момент появления местных сверхзвуковых скоростей, установление критического режима в горловине межлопаточного канала и поправки на влияние сверхзвуковых режимов определялись по обобщенным графикам [1], которые были аппроксимированы аналитическими зависимостями.

Качество профилей компрессора оценивается обычными коэффициентами C_x и C_y . При определении углов поворота потока в лопаточном венце и коэффициента сопротивления использованы обобщенные результаты продувок плоских решеток, аппроксимированные аналитическими зависимостями. При числе Re , меньшем критического, учитывается его влияние по приближенной формуле. Границы неустойчивых режимов работы определяются по критерию потери устойчивости течения в каждом лопаточном венце.

Утечка воздуха через лабиринты оценивается по известной формуле Стодола [2].

Коэффициенты потерь и коэффициенты в эмпирических формулах задаются только в нулевом приближении, если достоверность их вызывает сомнения.

Для каждой точки задаются 4 режимных параметра. Это могут быть n , $T_{вх}^*$, $p_{вх}^*$, G или $p_{вых}^*$, $M_{кр}$ вместо G . В качестве режимных выбираются параметры, измеренные с минимальными погрешностями. В результате совместного решения уравнений математической модели за каждым венцом многоступенчатого осевого компрессора определяются все необходимые параметры.

Параметры, измеренные при испытаниях, нельзя считать равноточными. Для учета неравноточности по специально разработанной методике определялись средние квадратичные погрешности каждого из измеряемых параметров. По ним определялся вес каждого параметра P_i по формуле [4]

$$P_i = \frac{\sigma_0^2}{\sigma_i^2}, \quad (1)$$

где σ_0 — произвольное положительное число; σ_i — средняя квадратичная ошибка измеряемого параметра.

Погрешности после умножения на вес становятся равноточными.

При определении средней квадратичной погрешности учитываются погрешности приборов и погрешности, вызванные методикой измерений. Наибольшую трудность вызвал расчет погрешностей из-за неравномерности потока газа по сечению при измерении его параметров в небольшом числе точек. Предложены формулы для расчета этих погрешностей.

Предлагается следующий порядок балансирования.

Сначала производятся испытания компрессора с измерением достаточного количества параметров на большом числе режимов. После получения экспериментальных данных для каждой точки эта точка рассчитывается по математической модели с коэффициентами нулевого приближения.

Общее решение системы нелинейных уравнений математической модели компрессора для любого из измеряемых при испытаниях параметров будет иметь вид

$$f_{ij}(k_1, k_2, k_3, \dots, k_k) = l_{ij}, \quad (2)$$

где k_k — коэффициенты потерь эмпирических формул; j — номер экспериментальной точки; i — номер измеряемого параметра в каждой точке.

Эти уравнения несовместны, так как между расчетными и экспериментально измеренными значениями каждого параметра существует расхождение (невязка). Невязка вызвана, с одной стороны, несоответствием коэффициентов нулевого приближения истинному

их значению и, с другой стороны, погрешностью математической модели, погрешностями измерений.

Поэтому уравнения следует считать условными и записать их решения с коэффициентами нулевого приближения в виде

$$f_{ij}(k'_1, k'_2, k'_3, \dots, k'_k) - l_{ij} = \delta_{ij} \neq 0, \quad (3)$$

где δ_{ij} — невязки между экспериментальными и расчетными значениями каждого параметра.

Дальнейшая минимизация невязок ведется на основе метода максимума правдоподобия. При обработке испытаний осевых компрессоров погрешности измеренных параметров σ_i не зависят от варьируемых коэффициентов k_k . В этом случае метод максимума правдоподобия превращается в способ наименьших квадратов.

Подсчитывается сумма квадратов невязок, умноженных на вес замеров для учета неравноточности измерений. Делается допущение о том, что результаты испытаний и математическую модель можно считать взаимно сбалансированными, если сумма квадратов невязок имеет минимум. Это допущение эквивалентно принципу Лежандра [4].

Если теперь записать уравнение (3) для случая неравноточных измерений

$$S = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left\{ f_{ij}(k'_1, k'_2, k'_3, \dots, k'_k) - l_{ij} \right\}^2 V P_i, \quad (4)$$

где P_i — вес каждого измеряемого параметра, то можно определить значения коэффициентов по принципу Лежандра. Необходимое условие минимума суммы (4) будет

$$\frac{\partial S_0}{\partial k_1} = \frac{\partial S_p}{\partial k_2} = \frac{\partial S_0}{\partial k_k} = 0. \quad (5)$$

Полученные из условия (5) уравнения для коэффициентов математической модели называются нормальными. Для определения неизвестных всегда можно составить систему с числом уравнений, равным числу неизвестных, т. е. система в общем случае становится замкнутой.

Составить нормальные уравнения можно при любом виде условных уравнений. Решить нормальные уравнения при нелинейных условных уравнениях сложно. Кроме этого, корни нормальных уравнений не будут линейными функциями случайных чисел l_{ij} и значительно усложнится определение дисперсии неизвестных. Отказаться от определения дисперсии нельзя, так как она позволяет сделать заключение о надежности вычисленных коэффициентов для данной серии измерений. При линейных условных уравнениях получатся линейные нормальные уравнения. Поэтому необходимой операцией является линеаризация условных уравнений.

В примененном нами методе линеаризации делается допущение, что невязки условных уравнений малы, т. е. несовместность системы уравнений «слаба». Затем выбираются значения неизвестных коэффициентов $(k_{10}, k_{20}, k_{30}, \dots, k_{k0})$ в нулевом приближении. Одни

С этим приближением поступают так же, как с исходным, и т. д. Средние квадратичные ошибки каждого неизвестного в этом случае определяются по теореме о дисперсии суммы

$$\sigma_{k_{iz}} = \sqrt{\sigma_{\Delta}^2 \bar{k}_{i0} + \Sigma \sigma_{\Delta}^2 k_{iz}}, \quad (10)$$

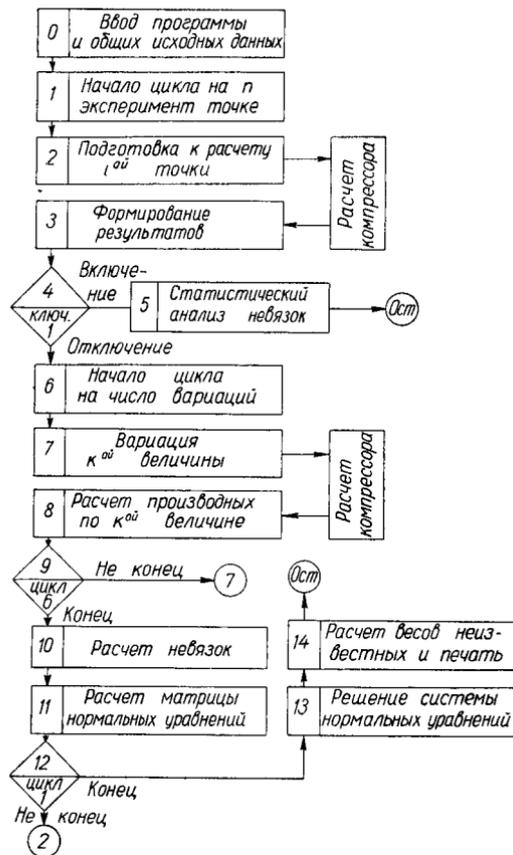
где z — число приближений.

Процесс последовательных приближений заканчивается при достижении практической сходимости, т. е. если два ряда подряд получились почти одинаковые значения. Обычно достаточно двух приближений.

Таким образом решается система линеаризованных условных уравнений и получаются такие значения коэффициентов ($k_1, k_2, k_3, \dots, k_k$), которые обеспечивают минимум суммы квадратов невязок между расчетными и экспериментальными значениями параметров компрессора по сечениям, т. е. наилучшее совпадение расчета с экспериментом.

Все вышеизложенные методики объединены в одной сквозной программе расчета на ЭЦВМ типа «Урал-2».

Блок-схема программы приведена на рисунке. Расчет начинается с ввода программы и общих исходных данных, в том числе результатов испытаний и веса измерений. Затем начинается цикл на n экспериментальных точек, подготовка к расчету каждой точки и повенцовый расчет компрессора по математической модели от входного до выходного патрубков. После формирования результатов испытаний и веса измерений производится анализ невязок и отбраковка ошибочных точек (блок 5). Его можно выполнить, не расходуя времени на расчет условных уравнений. Затем начинается цикл на число вариаций. При вариации каждого из балансируемых коэффициентов производится снова расчет компрессора, составляются и линеаризуются условные уравнения (блок 8). Цикл идет



Балансирование результатов испытаний осевых компрессоров.

вания результатов по ключу 1 (блок 4) производится анализ невязок и отбраковка ошибочных точек (блок 5). Его можно выполнить, не расходуя времени на расчет условных уравнений. Затем начинается цикл на число вариаций. При вариации каждого из балансируемых коэффициентов производится снова расчет компрессора, составляются и линеаризуются условные уравнения (блок 8). Цикл идет

на число варьируемых величин. После расчета невязок рассчитывается матрица нормальных уравнений и делается проверка на конец цикла по числу экспериментальных точек.

Затем решается система нормальных уравнений, определяются значения неизвестных и их вес, результаты выводятся на печать. Время одного приближения для одноступенчатого компрессора при 50 экспериментальных точках, 12 варьируемых величинах и полном препарировании составляет около 2,2 ч.

После прибавления полученных поправок к варьируемым коэффициентам получается сбалансированная математическая модель

Математическая модель со сбалансированными коэффициентами потерь и эмпирических формул наиболее достоверно отражает реальные процессы в данном компрессоре во всем диапазоне измененных параметров. Причем достоверность математической модели увеличивается с увеличением объема экспериментальной информации. По сбалансированной модели можно вполне однозначно рассчитать любые необходимые при доводке компрессора параметры. Эти параметры будут наилучшим образом соответствовать результатам всех измерений. Никакой противоречивости результатов в отличие от всех остальных методов, быть не может.

Могут быть рассчитаны не только параметры, но и характеристики компрессора в любой форме. Предложенный метод поэтому можно рассматривать также как метод уточненного поверочного расчета характеристик осевого многоступенчатого компрессора.

Расчетным путем можно также оценить влияние любых дочерних изменений в конструкции компрессора на его параметры: венцам и характеристики, в том числе влияние изменений в проточной части, изменение геометрии межлопаточных венцов, конструктивных углов входа и выхода лопаток и т. д., т. е. все те параметры, которые обычно изменяются при доводке.

Данный метод предлагается для газодинамической доводки и модернизации осевых многоступенчатых компрессоров. Применение его позволит значительно ускорить и удешевить этот длительный и дорогостоящий процесс.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория реактивных двигателей. Ч. II. Лопаточные машины. Под редакцией Б. С. Стечкина. М., Оборонгиз, 1956.
2. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М., Машгиз, 1965.
3. Шерстюк А. Н. Осевые компрессоры (Аэродинамический расчет). М., Госэнергоиздат, 1955.
4. Щиголов Б. М. Математическая обработка наблюдений. М., Физматгиз, 1962.

А. А. Митрофанов, инженер

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИФФУЗОРНОЙ РЕШЕТКИ

При создании газотурбинных двигателей для работы на больших высотах, при проектировании лопаточных машин малых размеров, а также в ряде других случаев необходимо учитывать влияние вязкости среды на характеристики этих машин. Учет влияния вязкости производится с помощью анализа влияния на характеристики лопаточной машины критерия Рейнольдса $Re = \frac{\omega L}{\mu}$.

В Московском авиационном институте им. С. Орджоникидзе на протяжении ряда лет ведутся под руководством докт. техн. наук К. В. Холщевникова систематические продувки плоских компрессорных решеток. Получены результаты продувки компрессорной решетки, составленной из профилей 10 А 40/27, 6 П 45. Исследование велось на установке «замкнутый контур», которая представляет собой аэродинамическую трубу переменной плотности при раздельном изменении чисел Маха и Рейнольдса. Числа Маха изменялись в пределах 0,4—0,8, числа Рейнольдса — от 0,25 · 10⁵ до 2,6 · 10⁵.

Система замеров на установке позволяет получить следующие параметры решетки:

1. Коэффициент потерь полного давления

$$\zeta = \frac{p_1^* - (p_2^*)_{\text{ср}}}{p_1^*},$$

где p_1^* — полное давление на входе в решетку.

2. Угол потока на выходе из решетки

$$\alpha_2 = \frac{1}{t} \int_0^t \alpha_{2i} dt.$$

3. Угол отставания

$$\delta = \alpha_2' - \alpha_2,$$

где α_2' — геометрический угол профиля на выходе.

4. Распределение безразмерной скорости по профилю M_i .

5. Распределение безразмерного давления по профилю

$$\bar{p}_i = \frac{\Delta p_i}{\rho_1 \omega_1^2}.$$

6. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\lambda_1 b}{\mu} \rho_{\tau 60} a_{\text{кр}} \varepsilon(\lambda_1) p_1^*,$$

где λ_1 — коэффициент скорости на входе в решетку; b — хорда профиля; μ — коэффициент динамической вязкости при $\rho = 760$ мм рт. ст.

С помощью параметров ϱ_{760} ; $a_{кр}$; $\varepsilon(\lambda_1)$ и $\bar{p}_1 = \frac{p_1}{760}$ производится приведение параметров, входящих в критерий Рейнольдса, к нормальным условиям.

В результате обработки экспериментальных данных получены зависимости:

$$\xi = f(M_1; Re); \delta = f(M_1; Re)$$

и распределение M_i и \bar{p}_i по профилю.

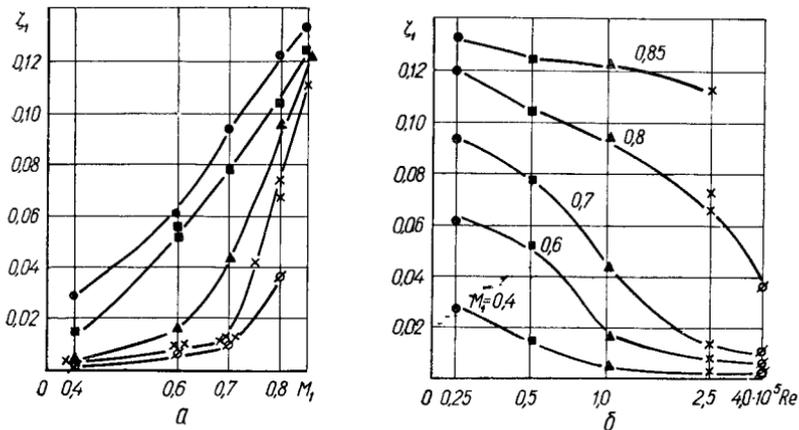


Рис. 1. Зависимость коэффициента потерь полного давления:

a — от числа M_1 ; b — от числа Re (решетка 10А40/27, 6П45) при: ● — $Re=0,25 \cdot 10^5$; ■ — $Re=0,5 \cdot 10^5$; ▲ — $Re=1,0 \cdot 10^5$; × — $Re=2,5 \cdot 10^5$; ∅ — $Re=4,0 \cdot 10^5$.

На рис. 1, a представлены зависимости коэффициента потерь полного давления от числа M_1 и от числа Рейнольдса. С понижением числа Рейнольдса в указанном диапазоне чисел M_1 область чисел $M_{кр}$ вначале смещается влево, а при числах Рейнольдса $(0,5—0,25) \cdot 10^5$ этого значения вообще нельзя назвать (под $M_{кр}$ понимается число M_1 , при котором на графике $\xi=f(M_1)$ отмечается начало интенсивного роста потерь). Этот факт отмечен и в работе [1].

Изменение потерь по числу Рейнольдса зависит от числа Маха (см. рис. 1, b).

При числах $M_1=0,4—0,6$ можно выделить три характерных участка. На первом при достаточно высоких числах Рейнольдса ($Re \approx 2,5 \cdot 10^5$) потери изменяются незначительно. Эту область принято определять как область автомодельности. Зависимость потерь от числа M_1 в этой области достаточно подробно изучена. В указанном диапазоне течение турбулентное и потери в основном опреде-

ляются потерями на трение в турбулентном течении, а при больших скоростях — наложением волновых потерь.

В диапазоне чисел Рейнольдса $(0,5-1,5) \cdot 10^5$ наблюдается резкое изменение величины коэффициента потерь при незначительном изменении числа Рейнольдса. В этой области, в соответствии с данными по детальному изучению течения в пограничном слое [2],

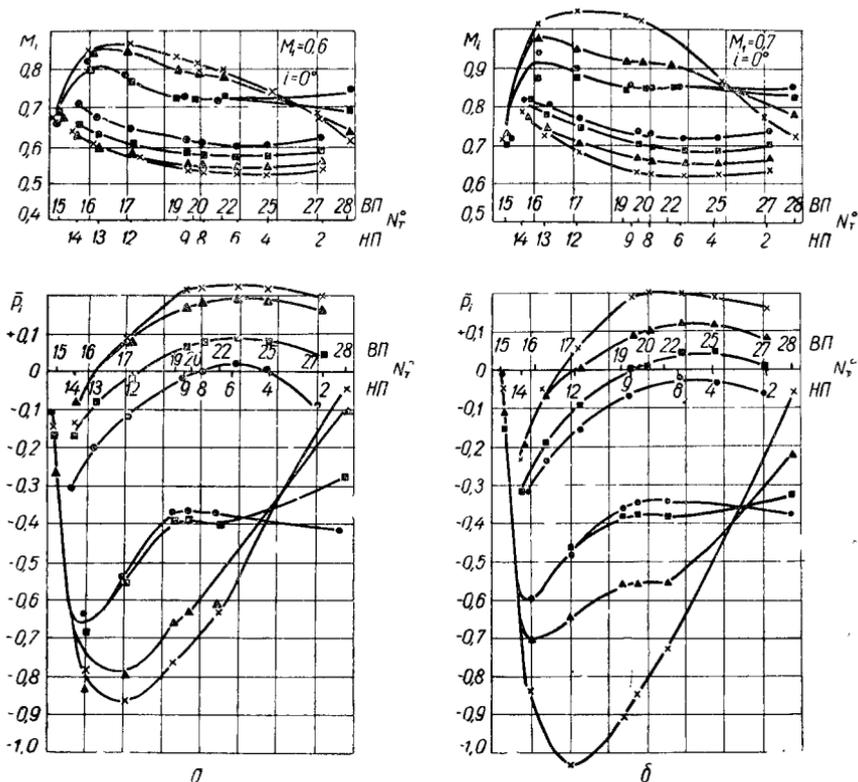


Рис. 2. Зависимость распределения безразмерной скорости и давления по профилю при:

● — $Re = 0.6 \cdot 10^5$; ■ — $Re = 0.26 \cdot 10^5$; ▲ — $Re = 1.0 \cdot 10^5$; × — $Re = 2.5 \cdot 10^5$.
а — $M_1 = 0.6$; б — $M_1 = 0.7$.

происходит отрыв ламинарного пограничного слоя под действием положительного градиента давления и последующий переход его в турбулентный пограничный слой. Причем вначале при числах Рейнольдса около $1,5 \cdot 10^5$ происходит отрыв ламинарного пограничного слоя, переход его в турбулентное состояние, и затем уже турбулентный пограничный слой вновь прилипает к профилю (рис. 2).

Точка отрыва ламинарного пограничного слоя лежит в непосредственной близости за точкой с минимальным давлением, а точка вторичного прилипания турбулентного пограничного слоя к профилю с понижением числа Рейнольдса отодвигается к задней кром-

ке. Наконец, достигается такое число Рейнольдса, когда вторичного прилипания не наблюдается. Начиная с этого момента, при понижении числа Рейнольдса темп роста коэффициента потерь полного давления замедляется.

Величины чисел Рейнольдса, соответствующих приведенному выше разделению на зоны, зависят от числа M_1 , для которого приводится сравнение. Следует отметить размывание средней зоны при увеличении числа M_1 . Это приводит к выводу, что с увеличением числа M_1 начало области автомодельности по числу Рейнольдса отодвигается в сторону больших его значений.

При числах M_1 , близких к режиму запираания решетки ($M_1 = 0,7-0,8$), когда на профиле имеется большая зона со скоростями $M_i \geq 1,0$ (см. рис. 2), границу автомодельности в диапазоне исследованных чисел Рейнольдса вообще нельзя назвать.

В работе [3] указывалось на то, что для турбинных решеток автор не наблюдал наступления автомодельности при больших скоростях вплоть до чисел Рейнольдса, равных $20 \cdot 10^5$. В данном случае в компрессорных решетках, по-видимому, наблюдается аналогичное явление.

При измерениях угла выхода потока из решетки установлено, что характер изменения угла отставания потока аналогичен характеру изменения коэффициента потерь по числу Рейнольдса (рис. 3).

Для отыскания области чисел M_1 , при которых в наибольшей степени проявляется число Рейнольдса, построен график $\bar{\zeta}_1 = \zeta_{Re} / \zeta_{Re_{авт}}$ (рис. 4), из которого видно, что чем ниже число

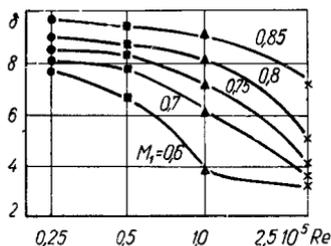


Рис. 3. Характер изменения угла отставания потока (решетка 10А40/27, 6П45) при:
 ● — $Re = 0,25 \cdot 10^5$; ■ — $Re = 0,5 \cdot 10^5$;
 ▲ — $Re = 1,0 \cdot 10^5$; × — $Re = 2,5 \cdot 10^5$; ○ — $Re = 4,0 \cdot 10^5$.

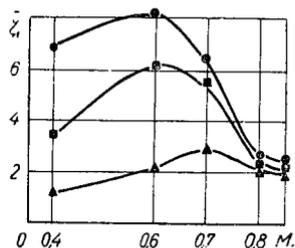


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь полного давления от числа M_1 (решетка 10А40/27, 6П45) при:
 ● — $Re = 0,25 \cdot 10^5$; ■ — $Re = 0,5 \cdot 10^5$;
 ▲ — $Re = 1,0 \cdot 10^5$;
 × — $Re = 2,5 \cdot 10^5$; ○ — $Re = 4,0 \cdot 10^5$.

Рейнольдса, тем при меньших числах M_1 наблюдается наибольшее влияние числа Рейнольдса. Другими словами, область изменения этого параметра по числу M_1 при постоянном числе Рейнольдса можно также разделить на три зоны.

При малых числах M_1 , когда, вероятно, не сказывается сжимаемость, а течение близко к ламинарному, потери мало изменяются при повышении числа M_1 . В области чисел M_1 , при которых начинает проявляться сжимаемость газа и начинается отрыв ламинарного пограничного слоя, это влияние проявляется наиболее сильно. Далее на переходные процессы в пограничном слое накладываются волновые явления, которые интенсифицируют отрыв по-

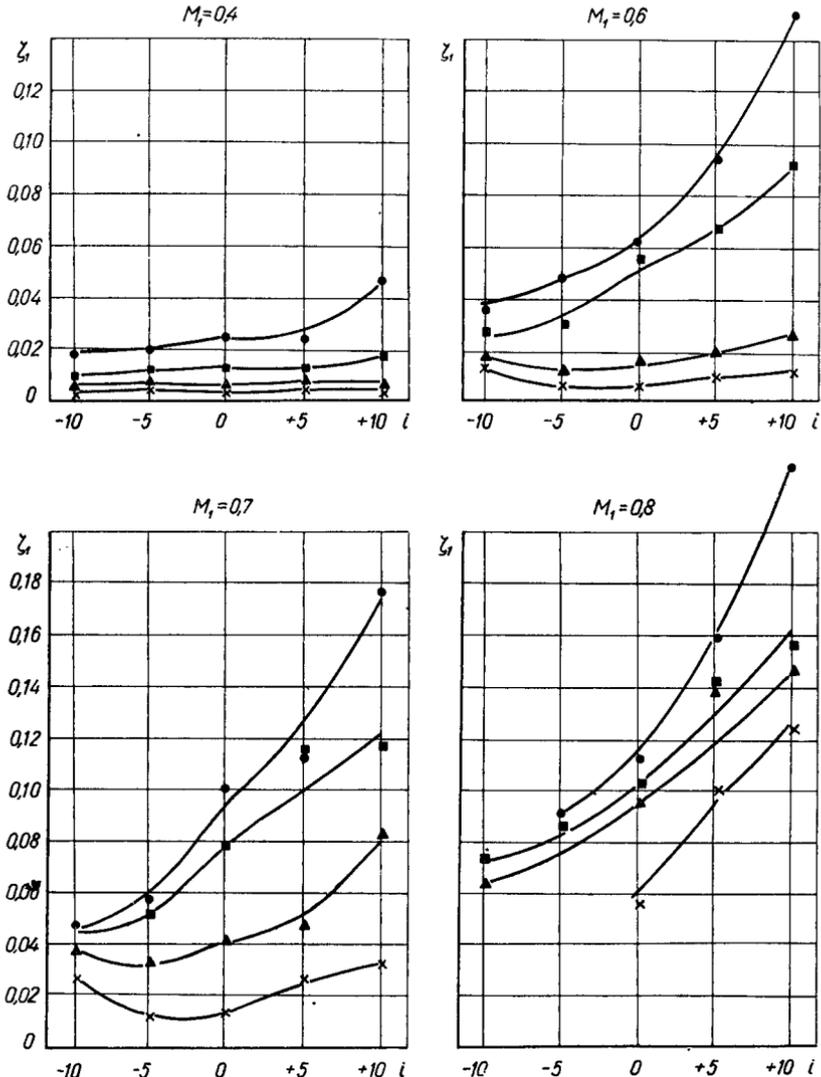


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь от угла потока (решетка 10А40/27, 6П145) при:

● — $Re = 0,25 \cdot 10^5$; ■ — $Re = 0,5 \cdot 10^5$; ▲ — $Re = 1,0 \cdot 10^5$; × — $Re = 2,5 \cdot 10^5$.

граничного слоя и турбулизируют его еще больше, что приводит к уменьшению потерь и сближению величины $\bar{\zeta}_{кс}$ для разных чисел Рейнольдса.

Графиком подтверждается, что наиболее сильно влияние числа Рейнольдса проявляется в области умеренных чисел M_1 .

Обработка данных по углам атаки (рис. 5) показала, что на умеренных числах $M_1 = (0,6—0,7)$ наблюдается смещение оптимума по углу атаки с уменьшением числа Рейнольдса в сторону отрицательных углов. Объяснить это можно тем, что при отрицательных углах атаки уменьшается диффузорность канала и повышается устойчивость пограничного слоя отрыву. Однако такой вывод можно сделать пока лишь для одной конкретной решетки, и в данном случае необходимо накопление статистического материала по влиянию числа Рейнольдса при различных параметрах профилей и решеток.

Полученные экспериментальные данные позволяют оценить совместное влияние на характеристики плоской компрессорной решетки низких чисел Рейнольдса и высоких чисел Маха.

Влияние чисел Рейнольдса в большей мере сказывается в области чисел $M_1 = 0,4—0,6$. При высоких дозвуковых скоростях на режимах запириания решетки влияние числа Рейнольдса проявляется в меньшей степени.

При увеличении чисел Маха наблюдается смещение области автотомельности по числу Рейнольдса в сторону больших его значений. При числах Маха, близких к режиму запириания границы автотомельности, в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса не наблюдается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шлихтинг Г., Гас А. Научно-исследовательская работа в области течения в решетках лопаток, производившаяся в последние годы. АСМЕ, серия D, март, 1966.
2. Роден А. Влияние числа Рейнольдса на течение воздуха через решетку компрессорных лопаток. 1956, ARC № 2919.
3. Скнарь Н. А. Исследование раздельного влияния чисел Маха и Рейнольдса на аэродинамические характеристики турбинных решеток профилей ТН-2. Энергомашиностроение, 1959, № 8.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ КИРОВСКИЙ ЗАВОД
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ
КОТЛОТУРБИННЫЙ ИНСТИТУТ им. И. И. ПОЛЗУНОВА (ЦКТИ)

Ф. И. Гольдберг, Т. И. Кудрявцева, Е. К. Давыдов, *инженеры*

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ, ВЫЗВАННОГО ЗАГРЯЗНЕНИЕМ, НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗОЛИРОВАННОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Как показывает длительный опыт эксплуатации цикловых осевых компрессоров газотурбинных установок (ГТУ), вместе с засасываемым воздухом в двигатель попадают масляные пары, сажа,

отработанные газы, пыль и т. п. В результате происходят сильные заносы проточных частей компрессора — на рабочих и направляющих лопатках образуются так называемые промышленные, а в морских условиях — солевые отложения. Промышленные и солевые загрязнения вызывают снижение расхода воздуха, степени повышения давления и коэффициента полезного действия компрессора, выходной мощности и экономичности двигателя. При загрязнении линия режима работы двигателя может значительно приблизиться к границе помпажа. В некоторых случаях неравномерное загрязнение проточной части может привести к увеличению динамических напряжений в лопатках и к их поломке.

Ухудшение работы компрессоров при загрязнении связано с изменением характеристик отдельных ступеней. Поэтому для детального изучения явлений, приводящих к изменению работы компрессора при его загрязнении, требовалось исследовать закономерности, имеющие место для одиночной изолированной ступени.

В стендовых условиях было изучено суммарное влияние отложений на характеристики осевых натурных многоступенчатых компрессоров.

В качестве объекта исследований принята осевая ступень К-70-16 ЦКТИ со степенью реактивности на среднем радиусе равной 0,7. Эта ступень состоит из двух венцов (рабочего колеса и направляющего аппарата), имеет осевой вход и организована по закону $c_{u1}g = \text{const}$. Изучение изменения обтекания решеток лопаточных венцов ступени при образовании на них отложений производилось на решетках элементарной ступени, расположенной на среднем радиусе. Под загрязнением плоской решетки понималось соответствующее изменение профиля.

Рассмотрим обтекание плоской решетки профилей произвольной формы установившимся потенциальным потоком идеальной несжимаемой жидкости.

Обозначим комплексный потенциал потока в точке $z = x + iy$ через $F(z) = \varphi(x, y) + i\psi(x, y)$,

где $\varphi(x, y)$ — потенциал скорости; $\psi(x, y)$ — функция тока.

По определению имеют место соотношения

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = w_x; \quad \frac{\partial \varphi}{\partial y} = w_y; \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = -w_y; \quad \frac{\partial \psi}{\partial y} = w_x,$$

где w_x и w_y — проекции вектора скорости.

Определим распределение скорости по профилю решетки. Как показано в работе [1], значение потенциала скорости $\varphi(x, y)$ при обтекании произвольной решетки профилей может быть найдено из интегрального уравнения Фредгольма второго ряда

$$\varphi(x, y) = 2w_\infty(x \cos \alpha_\infty + y \sin \alpha_\infty) + \frac{\Gamma}{\pi} \Theta_k - \frac{1}{\pi} \int_L \varphi(\xi, \eta) d\theta \times \\ \times (\xi, \eta, x, y),$$

где $\Gamma = \int_L \omega dl$ — циркуляция скорости по контуру профиля L ;

$$\theta_k = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{th} \frac{\pi}{t} (y_k - y)}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{t} (x_k - x)} ;$$

x_k, y_k — координаты выходной кромки профиля; t — шаг решетки.

Если ω_1, ω_2 и α_1, α_2 соответственно скорость и углы потока на входе и выходе из решетки, то три неизвестные постоянные $\omega_\infty, \alpha_\infty, \Gamma$, входящие в интегральное уравнение (1), определяются из следующих равенств:

$$\omega_1 \sin \alpha_1 = \omega_2 \sin \alpha_2 = \omega_\infty \sin \alpha_\infty ;$$

$$\frac{\Gamma}{t \omega_\infty \sin \alpha_\infty} = \operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2$$

и из условия о сходе потока со скругленной выходной кромки, скорости на выходной кромке профиля $\omega_{\text{вып}} = \omega_{\text{вогн}}$.

В силу линейности основное интегральное уравнение может быть заменено тремя более простыми уравнениями, каждое из которых приближенно решается путем аппроксимации системой линейных алгебраических уравнений. Полученные алгебраические системы решаются на ЭЦВМ.

Таким образом, решая интегральное уравнение, находим распределение скорости по контуру профиля решетки.

В соответствии с наиболее часто встречающейся в условиях эксплуатации картиной принято, что загрязнения расположены на длине около $2/3$ хорды, начиная от входной кромки профиля. Загрязнения плавно сопряжены с профилем. Максимальная толщина чистого профиля $h=3$ мм, загрязнений $h_1=1,3$ мм. Рассмотрены плоские решетки с расположением загрязнений на выпуклой, вогнутой или обеих сторонах профиля.

На рис. 1 приведено распределение скоростей по чистому и загрязненному с выпуклой стороны профилю решетки РК. Распределение скоростей по чистому и загрязненному с обеих сторон профилю решетки НА приведено на рис. 2. На этих рисунках начало координат совмещено с выходной кромкой. По оси абсцисс отложены координаты точек профиля в долях его длины S/L . Отсчет координат ведется от выходной кромки по выпуклой части профиля, входной кромке и далее по вогнутой части до выходной кромки. По оси ординат отложено отношение скорости в данной точке профиля к осевой составляющей скорости на входе в решетку — $\frac{\omega}{\omega_z}$.

Сравним распределение скорости по профилю чистой и загрязненной решеток. Как видно из рис. 1 и 2, загрязнение приводит к увеличению пика скорости в районе входной кромки и градиента

давления вдоль загрязненной поверхности. Во всех рассмотренных случаях характер обтекания скачкообразно изменяется на коротких участках загрязненной поверхности: скорость потока то резко увеличивается, то резко уменьшается.

Наиболее ухудшается обтекание на выпуклой стороне загрязненного профиля. Этот вывод сделан на основании проведенных

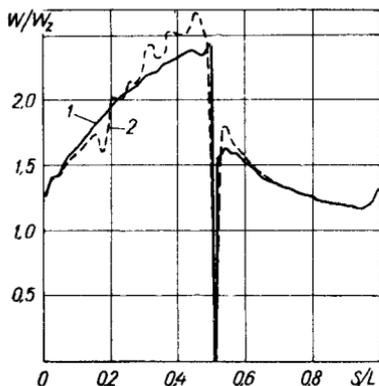


Рис. 1. Распределение скоростей по профилю решетки РК:
1 — чистая лопатка; 2 — загрязнение на выпуклой стороне лопатки.

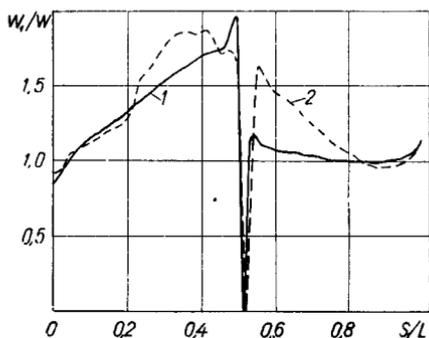


Рис. 2. Распределение скоростей по профилю решетки НА:
1 — чистая лопатка; 2 — загрязнение на обеих сторонах лопатки.

расчетов и совпадает с результатами продувок плоских решеток, полученными Б. Н. Чижовым.

По методу [2], основанному на расчете пограничного слоя, на ЭЦВМ произведен расчет потерь и коэффициента полезного действия чистых и различным образом загрязненных плоских решеток. В расчете использовано полученное распределение скоростей по профилю при потенциальном обтекании решетки. Определена протяженность ламинарного, переходного и турбулентного участков пограничного слоя.

Потери полного напора Δp и к.п.д. компрессорной решетки

$$\eta_{\text{к}} = 1 - \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho \frac{w_1^{*2}}{2}}$$

выражаются формулами

$$\Delta p = \rho w_2^2 \left(\frac{w_{\text{кр}}}{w_2} \right)^{3,5} \frac{\delta_{\text{кр}}^{**}}{t \sin \beta_2};$$

$$\eta_{\text{к}} = 1 - \frac{2 \delta_{\text{кр}}^{**}}{t \sin \beta_2} \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 \left(\frac{w_{\text{кр}}}{w_2} \right)^{3,5},$$

где w_1 — скорость потока на входе в решетку; w_2, β_2 — скорость и угол выхода потока с решетки; $w_{\text{кр}}$ — скорость потока в сечении задней

кромки профиля; определяется из равенства $\omega_{кр} = \frac{1}{2} \left[\omega_{кр} \left(\frac{S}{L} = 0 \right) + \omega_{кр} \left(\frac{S}{L} = 1 \right) \right]$; $\delta_{кр}^{**}$ — толщина потери импульса у задней кромки — принимается равной сумме толщин потерь импульсов на спинке и вогнутой стороне в сечении задней кромки; $\delta_{кр}^{**} = \delta_{кр.сп}^{**} + \delta_{кр.в.с}^{**}$.

Как видно из табл. 1, к.п.д. элементарной ступени, состоящей из плоских решеток РК и НА, $\eta_{к.СТ} = \eta_{к.РК} \eta_{к.НА}$, уменьшается при рассматриваемом загрязнении приблизительно на 3%.

Таблица 1. Результаты расчета для чистых решеток РК и НА, для решетки РК с загрязненной выпуклой стороной профиля и для решетки НА с загрязнением на обеих сторонах профиля при условии турбулентного режима течения в пограничном слое

Состояние решетки	Решетка РК		Решетка НА		К.п.д. плоско элементарной ступени $\eta_{к.СТ} = \eta_{к.РК} \eta_{к.НА}$
	Потери Δp , кг/м ²	К.п.д. $\eta_{к.РК}$	Потери Δp , кг/м ²	К.п.д. $\eta_{к.НА}$	
Чистая решетка РК и НА	57,2	0,972	46,0	0,957	0,930
Загрязнение на выпуклой стороне профиля решетки РК	87,3	0,956	—	—	0,904
То же, на обеих сторонах профиля решетки НА	—	—	51,9	0,946	—

Как уже отмечалось, обтекание загрязненной поверхности профиля плоской решетки (особенно это характерно для выпуклой стороны) сопровождается скачкообразными изменениями скорости. Вполне возможно, что в местах резкого торможения происходит местный отрыв потока. Эти явления при подсчете потерь не учитываются. Поэтому следует ожидать, что падение коэффициента полезного действия реальной загрязненной решетки превзойдет соответствующее уменьшение расчетного значения $\eta_{к.РК(НА)}$.

Экспериментальное изучение влияния загрязнений на характеристику изолированной ступени проведено на стенде ОК-ЦКТУ (табл. 2).

При испытании чистой и загрязненных ступеней специальными перемещаемыми приборами позволяют измерять в трех сечениях (перед рабочим колесом, за ним и за направляющим аппаратом) по всей высоте лопатки, направление потока, статическое и полное давление. В процессе испытаний определялись характеристики ступени — зависимости коэффициента напора ψ и адиабатического коэффициента полезного действия $\eta_{ад}$ от коэффициента расхода ζ

$$\varphi = \frac{c_a}{u_H},$$

Т а б л и ц а 2. Геометрические размеры исследованной осевой ступени К-70-16

Размеры	Обозначения	Единица измерения	РК	НА
Наружный диаметр	$D_{\text{н}}$	<i>мм</i>	250	250
Внутренний диаметр	$D_{\text{вн}}$	"	150	155,5
Втулочное отношение (по оси лопатки)	γ	—	0,6	0,622
Высота лопатки (по оси)	l	<i>мм</i>	50	47,25
Хорда лопатки	b	"	30	30
Число лопаток	z	шт.	24	36
Угол установки на $r=0,8$	$\beta_{\text{в}}$	<i>град</i>	46°08'	—
Максимальная толщина профиля на $r=0,8$	$\alpha_{\text{в}}$	"	—	9°39'
	h	<i>мм</i>	2,99	3,02

где c_a — среднерасходная скорость на входе в ступень; $u_{\text{п}}$ — окружная периферийная скорость.

$$\psi = \frac{H_{\text{ад}}}{\frac{u_{\text{п}}^2}{2g}}$$

$$H_{\text{ад}}^* = \frac{k}{k-1} RT_{\text{вх}}^* \left[\left(\frac{p_{\text{вых}}^*}{p_{\text{вх}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где $T_{\text{вх}}^*$, $p_{\text{вх}}^*$ — абсолютная температура и полное давление воздуха на входе в ступень; $p_{\text{вых}}^*$ — полное давление на выходе из ступени.

Характеристики ступеней с чистыми и искусственно загрязненными лопатками снимались при трех значениях периферийной окружности скорости $u_{\text{н}_1} = 195$ м/сек, $u_{\text{н}_2} = 175$ м/сек, $u_{\text{н}_3} = 155$ м/сек. При $u_{\text{п}} = 195$ м/сек для рабочего колеса $M_{\omega} = 0,53$ и $Re = 3,4 \cdot 10^5$, для направляющего аппарата $M = 0,35$ и $Re = 2,3 \cdot 10^5$.

Искусственное загрязнение рабочих и направляющих лопаток производилось путем нанесения на их поверхность специального органосиликатного материала $B = 58/4$ [3]. Покрытие, имитирующее загрязнение, наносилось по всей высоте лопатки. Исследованы многочисленные формы и комбинации загрязнений. Имитировались загрязнения спинки и вогнутых частей лопаток, искусственно загрязнялись выходные части профиля, изменялась конфигурация входной кромки, варьировалась толщина искусственных загрязнений.

Для сравнения характеристик чистой и загрязненной ступеней (рис. 3) выбрана ступень с загрязнением на спинке лопаток рабочего колеса и на спинке и вогнутой части лопаток направляющего аппарата. Максимальная толщина загрязнения $h = 1,3$ мм.

Как видно из рис. 3, напор и к.п.д. у загрязненной ступени существенно ниже, чем у чистой, а падение напора и к.п.д. ступени тем значительнее, чем выше окружная скорость.

Из всего многообразия опытов только в случае клиновидных отложений на носиках лопаток произошло смещение границы помпа-

жа в область больших расходов. Во всех остальных исследованных случаях граница помпажа загрязненной ступени совпадает или смещена в сторону меньших расходов по сравнению с помпажной границей чистой ступени.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

при загрязнении ухудшается обтекание плоской компрессорной решетки и возрастают потери в ней, увеличивается пик скорости в районе входной кромки профиля и градиент давления вдоль загрязненной поверхности. Наибольшее ухудшение обтекания, сопровождающееся образованием местных зон сильной диффузорности, происходит на выпуклой стороне загрязненного профиля;

влияние конкретного загрязнения может быть качественно оценено путем расчета обтекания соответствующей плоской решетки;

загрязнение лопаточного аппарата приводит к падению расхода, напора и к.п.д. осевой изолированной ступени. Для исследованной изолированной ступени граница помпажа загрязненной ступени, как правило, совпадает с границей помпажа чистой ступени или смещается в область меньших коэффициентов расхода;

влияние загрязнения на характеристики ступени увеличивается с увеличением чисел M .

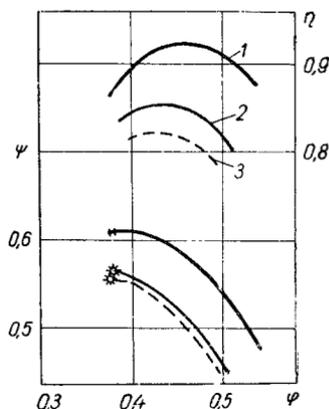


Рис. 3. Сравнение характеристик чистой и загрязненной ступеней:

1 — чистая модель; 2 — опыт ($u = 175$ м/сек); 3 — опыт ($u = 195$ м/сек); звездочкой обозначены помпажные точки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуковский М. И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
2. Зысина-Моложен Л. М., Шапиро И. Г. Расчет пограничного слоя применительно к задачам обтекания решеток профилей. Труды ЦКТИ. Котлотурбостроение. Вып. 54. Л., 1965.
3. Нежлукто В. Я., Гольдберг Ф. И. и др. Применение органосиликатного покрытия для уменьшения радиальных зазоров в осевых компрессорах. Л., Изд-во ЛДНТП, 1967.

Ф. С. Ректин, *канд. техн. наук,*
Б. Я. Бритвар, А. А. Морозов, *инженеры,*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ В ОБЛАСТИ, НЕАВТОМОДЕЛЬНОЙ ПО ЧИСЛУ РЕЙНОЛЬДСА

В литературе отсутствует единое мнение о положении границы автомодельности по критерию подобия Рейнольдса. Рекомендуемые для $(Re_{II})_{пред} = \frac{u_2 D_2}{\nu_0}$ значения лежат в диапазоне от 10^6 до 10^8 [1].

Проведем предварительный анализ зависимости потерь в ступени центробежного компрессора от критерия Re .

Потери в проточной части центробежного нагнетателя условно можно разделить на пять групп: 1. потери поверхностного трения; 2. вызванные вихреобразованием; 3. вторичные, связанные с перетеканием пограничных слоев по стенкам каналов из-за неравенства давлений в их поперечных сечениях; 4. из-за перетечек внутри ступени; 5. дискового трения.

Волновые потери в этом анализе могут не рассматриваться, так как в большинстве случаев они возникают только в области, автомодельной по числам Re . Можно предположить, что потери первой группы аналогичны потерям трения в трубопроводах или потерям при обтекании пластин, т. е. считать, что они зависят от чисел Re вплоть до наступления режима полноты развитой шероховатости. Судя по данным литературы, потери второй группы могут существенно зависеть от чисел Re только в области ламинарных режимов течения, не характерных для большинства центробежных компрессоров. В области турбулентных режимов влияние критерия Re на потери второй группы значительно слабее, чем на потери первой группы. Потери третьей группы в настоящее время еще мало изучены. По-видимому, их зависимость от чисел Re так же, как и у потерь второй группы, относительно невелика. Незначительно также влияние чисел Re на потери четвертой группы.

На основании сказанного с достоверностью, достаточной для проводимого анализа, можно принять, что потери второй, третьей и четвертой групп от чисел Re не зависят.

Потери пятой группы непосредственно зависят от условного числа $Re_{u_2} = \frac{u_2 D_2}{\nu_2}$ и шероховатости внешних поверхностей дисков рабочего колеса k_d .

Таким образом, зависимость к.п.д. (η) и коэффициента напора (ψ) ступени центробежного компрессора от чисел Re можно представить в виде:

$$\eta = 1 - \frac{\Sigma k_i + \Sigma F_i(\text{Re}_i; \bar{k}_i; \varphi_2)}{H}; \quad (1)$$

$$\psi = \frac{H - [\Sigma k_i + \Sigma F_i(\text{Re}_i; \bar{k}_i; \varphi_2)]}{\frac{u_2^2}{g}}. \quad (2)$$

Здесь H — полный напор ступени; Σk_i — потери, принятые независимыми от Re (потери 2, 3, 4 группы); $\Sigma F_i(\text{Re}_i; \bar{k}_i; \varphi_2)$ — потери, зависящие от Re (потери 1 и 5 групп); Re_i — местное число Рейнольдса; $\bar{k}_i = \frac{k_i}{d_r}$ — местная относительная шероховатость; d_r — гидравлический диаметр.

При этом надо иметь в виду, что H также зависит от чисел Re , но в несколько меньшей степени, чем потери [2, 3].

Аналитические зависимости для потерь первой и пятой групп могут быть представлены:

$$\Delta p_i = \lambda_i \frac{L_i}{d_{ri}} \cdot \frac{c_i^2}{2g} \gamma_i;$$

$$N_{\text{тр}} = a c_f \rho \left(\frac{D_2}{2} \right)^5 \omega^3,$$

где $\lambda_i = f_\lambda(\text{Re}_i; \bar{k}_i)$ — коэффициент потерь трения в каналах проточной части; $c_f = f_c(\text{Re}_u; \bar{k}_u)$ — коэффициент потерь дискового трения; a — числовой коэффициент; Δp_i — потери давления на трение в трубопроводах; L_i — длина канала; c_i — абсолютная скорость газа; γ_i — удельный вес газа; $N_{\text{тр}}$ — мощность дискового трения; ρ — плотность газа; ω — угловая скорость вращения ротора.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что зависимости $\eta = f_\eta(\text{Re})$ и $\psi = f_\psi(\text{Re})$ надо искать в функции от местных чисел Re_i . Условное число Re_u непосредственно определяет только потери дискового трения и может рассматриваться как одно из местных чисел Re_i .

Местные числа Re_i связаны с условным числом Re_u выражениями вида

$$\text{Re}_i = A_i \varphi_2 \text{Re}_u \frac{\nu_0}{\nu_i}. \quad (3)$$

Здесь ν_0 — коэффициент кинематической вязкости на входе в ступень; A — числовой коэффициент на режимах, близких оптимальному, зависящий в основном от геометрии ступени. Например, для входа в безлопаточный диффузор.

$$A_i = \frac{2}{\sin \alpha_2} \left(\frac{b_2}{D_2} \right),$$

где b_2 — ширина колеса; α_2 — угол между скоростью c_2 и направлением u_2 .

Анализ выражений (1) и (2) показывает также, что величина и интенсивность изменения потерь при изменении чисел Re и положение границы автомодельности характеристик центробежного компрессора по этому критерию должны зависеть от геометрических параметров элементов проточной части, их абсолютных размеров и чистоты обработки.

Расчеты, выполненные для ступеней с $D_2=250-500$ мм, $\frac{b_2}{D_2} = 0,04-0,06$ и $\beta_{2,2} = 45^\circ$ при чистоте обработки поверхностей проточной части порядка $\nabla 6 - \nabla 7$ показывают, что при работе компрессора на атмосферном воздухе граница автомодельности потерь первой группы должна лежать в зоне $Re_{cr} \approx 5 \cdot 10^6 - 10^8$, а потерь пятой группы — в зоне $Re_{cr} \approx 10^7 - 10^8$. Изменение размеров проточной части, чистоты обработки или начальных условий по сравнению с принятыми в этом расчете вызовут соответствующее изменение положения границы автомодельности потерь, т. е. изменение числового значения $(Re_{cr})_{пред}$.

Увеличение размеров проточной части и повышение чистоты обработки вызывает смещение границы автомодельности в сторону больших значений Re .

Экспериментальное исследование выполнялось на установке, состоящей из: ступени; высокочастотного приводного электродвигателя; системы измерения скорости вращения, производительности, температур и давлений; трубопроводов с дросселирующим вентилем; водяного воздухоохладителя; машинного преобразователя частоты электрического тока с системой управления. Корпус ступени смонтирован непосредственно на корпусе высокочастотного электродвигателя, а рабочее колесо ступени расположено на консольном конце его вала. Такая конструкция позволила получить необходимые обороты без применения повышающей передачи и отказаться от соединительной муфты, концевых уплотнений и самостоятельных подшипников для ротора ступени.

Электродвигатель ступени имеет расчетное число до 48000 об/мин и мощность на валу порядка 5 ÷ 6 квт. Для питания электродвигателя использованы сдвоенные генераторы повышенной частоты типа ГИС-2 (800 гц при 3000 об/мин) с приводом от электродвигателя постоянного тока. Применение «схемы Леонардо» позволяет получить любые скорости вращения вала электродвигателя ступени вплоть до 45 000 об/мин. Число оборотов ротора измерялось стробоскопическим методом с использованием для питания лампы-вспышки кварцевого генератора ГК-8-2.

Производительность ступени измерялась с помощью нормальной диафрагмы, повышение давления — жидкостными дифманометрами, повышение температуры — дифференциальными сдвоенными хромель-копелевыми термомпарами с потенциометром ПП-63 (класс 0,05).

В связи с тем, что при низких числах Рейнольдса механические и электрические потери в электродвигателе ступени становятся со-

измеримыми с мощностью, потребляемой ступенью, определение этой мощности производилось по повышению температуры компримируемой среды. В целях повышения точности замеров и сведения к минимуму теплообмена ступени с окружающей средой и электродвигателем внешние поверхности ступени и измерительных участков трубопроводов покрыты теплоизоляцией из асботкани, а между корпусом ступени и корпусом электродвигателя установлена теплоизолирующая текстолитовая проставка. При проведении испытаний разность температур фланцев корпусов ступени и электродвигателя контролировалась восьмиспайной дифференциальной термопарой с потенциометром класса 0,05. С помощью системы водяного охлаждения корпуса электродвигателя эта разность температур поддерживалась на уровне $\pm 0,10 \div 0,20^\circ \text{C}$, что по данным методологической проверки практически исключало влияние теплообмена с электродвигателем на повышение температуры в ступени.

Основные расчетные параметры установки приведены в таблице.

Параметры исследуемых ступеней

$$D_2 = 65 \text{ мм}; \beta_{л_2} = 45^\circ; z = 18/9;$$

Наименование показателя	$b_2 = 3 \text{ мм}$	$b_2 = 2 \text{ мм}$	$b_2 = 1 \text{ мм}$
$p_n, \text{ ата}$	1 ÷ 16	1 ÷ 16	1 ÷ 16
$n \cdot 10^{-3}, \text{ об/мин}$	3 ÷ 40	3 ÷ 40	3 ÷ 40
Re_u	$4,3 \cdot 10^4 \div 9,3 \cdot 10^6$	$4,3 \cdot 10^4 \div 9,3 \cdot 10^6$	$4,3 \cdot 10^4 \div 9,3 \cdot 10^6$
M_u	0,03 ÷ 0,4	0,03 ÷ 0,4	0,03 ÷ 0,4
Re_{c_3}	$3 \cdot 10^3 \div 6,2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^3 \div 2,5 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^3 \div 1,3 \cdot 10^5$

На рис. 1 приведены экспериментальные зависимости $k_{\tau_1} = \frac{\eta}{\eta_{авт}}$ и $k_{\psi} = \frac{\psi}{\psi_{авт}}$ от Re_u , показывающие, что условное число

Re_u не может однозначно определять ни положение границы автомодельности, ни изменение экономичности и напора ступени центробежного компрессора.

Целесообразность использования в качестве определяющего критерия местных чисел Re_l была подтверждена результатами испытаний двух трехзвенных ступеней (колесо, безлопаточный диффузор, сборная камера) с существенно различными углами установки рабочих лопаток $\beta_{л_2}$ (45 и 115°). Испытания проводились на воздухе при практически постоянной вязкости на всасывании. Окружные скорости у ступени с $\beta_{л_2} = 45^\circ$ изменялись от 30 до 122, а у ступени с $\beta_{л_2} = 115^\circ$ от 40 до 160 м/сек.

Замена условного числа Re_u на местное Re_c , подсчитанное по условиям входа в безлопаточный диффузор, привела к тому, что в обоих случаях опытные точки, принадлежащие вариантам с различной шириной проточной части, легли на общую кривую.

Анализ экспериментальных данных и их сравнение с известными зависимостями потерь $(1-\eta)$ от чисел Re для насосов и осевых

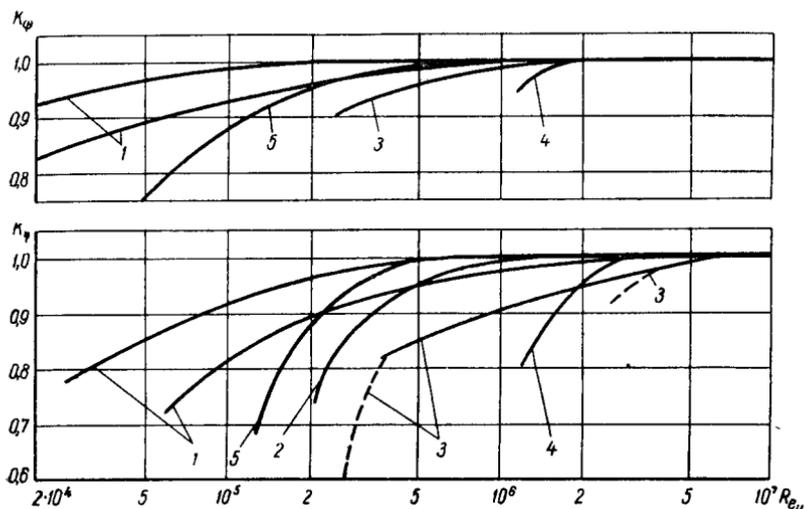


Рис. 1. Влияние числа Re_u на эффективность работы центробежных компрессоров и насосов, $k_\eta = \frac{\eta}{\eta_{авт}}$; $k_\psi = \frac{\psi}{\psi_{авт}}$:

1 — центробежные насосы; $v=var$; $n=var$ [5]; 2 — центробежный компрессор, геометрические параметры не указаны; $n=var$ [6]; 3 — одноступенчатый центробежный компрессор; $D_2=86$ мм; $b_2=1,8$ мм; $\beta_{л2}=115^\circ$; $v=var$; — — — $n=var$ [1]; 4 — то же; $D_2=135$ мм; $b_2=9,3$ мм; $\beta_{л2}=15^\circ$; $n=var$ [7]; 5 — то же; $D_2=65$ мм; $b_2=3$ мм; $\beta_{л2}=45^\circ$; $n=var$: данные полученные авторами настоящей статьи.

компрессоров [4] показывает, что при $Re > (Re)_{пред}$ потери не зависят от этого критерия; уменьшение числа Re ниже $(Re)_{пред}$ вызывает рост потерь, вначале незначительный, затем более интенсивный; при дальнейшем уменьшении числа Re интенсивность роста потерь снижается и при местных Re , стремящихся к 0, потери $(1-\eta)$ стремятся к 1.

Эта общая для всех турбомашин закономерность изменения потерь позволяет выразить зависимость к.п.д. турбомашин от местных чисел Re аналитически.

Использование в этих целях координат $\eta - \lg Re$ вместо наиболее распространенных координат $\lg(1-\eta) - \lg Re$ позволят получить аналитическое выражение для искомой зависимости в виде известного в математике выражения

$$y = ax^b e^{cx} \quad (4)$$

Это уравнение выражает искомую зависимость в интервале от $x = 0$ до $x = -\frac{b}{c}$ при условии, что на числовые коэффициенты наложены следующие ограничения:

$$a > 0; b > 1 \text{ и } c < 0.$$

Уравнение (4) характерно тем, что при $x=0$; $y=0$, а при $x = -\frac{b}{c}$ $y = y_{\max}$, т. е. оно удовлетворяет характер зависимости $\eta = f(\text{Re})$ в области, не автомодельной по числам Re .

Полагая $x = \lg \text{Re}_i$, $y = \eta$ или k_η , получаем

$$\eta = a_\eta (\lg \text{Re}_i)^{b_\eta} e^{c_\eta (\lg \text{Re}_i)} \quad (5)$$

или

$$k_\eta = \frac{\eta}{\eta_{\text{авт}}} = a_k (\lg \text{Re})^{b_k} e^{c_k (\lg \text{Re})} \quad (5')$$

В первом случае $\eta_{\max} = \eta_{\text{авт}}$, во втором $(k_\eta)_{\max} = 1$.

Результаты обработки опытных данных в координатах $k_\eta - \lg \text{Re}_{c_3}$ показаны на рис. 2.

Степень точности предложенной аппроксимации вполне достаточна как для теоретического анализа, так и для практического использования при пересчете характеристик и проектировании центробежных компрессоров в области, не автомодельной по числам Re .

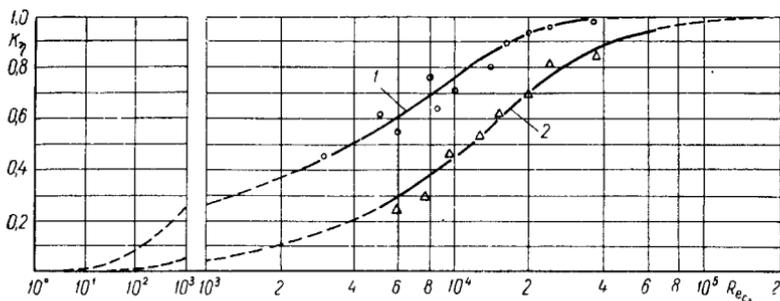


Рис. 2. Зависимость $k_\eta = \frac{\eta}{\eta_{\text{авт}}}$ от Re_{c_3} :

- 1 — $D_2 = 65 \text{ мм}$; $\beta_{\text{л}_2} = 45^\circ$; $k_{\eta_1} = 2,88 \cdot 10^{-1} (\lg \text{Re}_{c_3})^{13,8} e^{-2,8 (\lg \text{Re}_{c_3})}$;
 2 — $D_2 = 85 \text{ мм}$; $\beta_{\text{л}_2} = 45^\circ$; $k_{\eta_2} = 3,15 \cdot 10^{-1} (\lg \text{Re}_{c_3})^{31,04} e^{-6,075 (\lg \text{Re}_{c_3})}$;
 O — $D_2 = 65 \text{ мм}$; $\beta_{\text{л}_2} = 45^\circ$ } экспериментальные данные.
 Δ — $D_2 = 85 \text{ мм}$; $\beta_{\text{л}_2} = 115^\circ$

По-видимому, каждому типу проточной части должны соответствовать определенные числовые значения коэффициентов a , b и c и в выражениях (5) и (5'). Разумеется, что для получения уверенных выводов по этому вопросу необходимо накопление статистических данных.

Определение числовых коэффициентов выражений (5) и (5') по экспериментальным данным удобнее всего производить методом средних. Для вычислений могут быть использованы различные ЭВМ. При этих расчетах так же, как и при вычислении значений η (или k_η), во избежание грубых ошибок необходимо использовать 5—7 значащих цифр. Использование счетных линеек не рекомендуется.

Влияние чисел Re на коэффициент напора ступени центробежных компрессоров изучено в настоящее время еще меньше, чем их влияние на к.п.д. Для получения достоверных аналитических зависимостей $\psi = f(\text{Re})$ необходимо дальнейшее накопление экспериментального материала.

Проведенная работа позволяет сделать следующие выводы:

при анализе работы ступени центробежного компрессора в качестве определяющих критериев должны использоваться местные числа Рейнольдса. Условное число Re непосредственно определяет только потери дискового трения;

положение границы автомодельности характеристик центробежного компрессора по числам Re зависит от геометрических параметров ступени, ее размеров и качества обработки поверхности. Единого значения $(\text{Re})_{\text{пред}}$, одинаково справедливого для проточных частей различных типов и размеров, не существует;

полученная в общем виде аналитическая зависимость к.п.д. ступени центров от местных чисел Re пригодна для обработки результатов экспериментальных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Галеркин Ю. Б., Рекстин Ф. С.* Методы исследования центробежных компрессорных машин. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
2. *Рис В. Ф.* Центробежные компрессорные машины. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
3. *Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А.* Теория и расчет турбокомпрессоров. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1968.
4. *Балье О. Е.* Изучение влияния числа Рейнольдса в турбомашинах. Труды ASME. Т. 86, 1964, серия А, № 3.
5. *Rotsol R.* Untersuchungen an einer langsamlaufigen Kreiselpumpe bei Verschiedenen Reynoldszahlen. Konstruktion, 1958, Н. 4.
6. *Bavis H., Kottas H., Moody A. M. G.* Influence of Reynolds Number of the Performance of Turbomachinery. Trans. ASME, 1951, v. 73, № 5.
7. *Баренбойм А. Б.* и др. Экспериментальное исследование влияния скорости вращения на характеристики малорасходного высокооборотного центробежного компрессора. Сб. «Холодильная техника и технология». Вып. 5. Киев, 1967.
8. *Бондаренко Ю. А.* и др. Микрорасходные пагнетатели динамического действия. «Химическое и нефтяное машиностроение», 1969, № 5.
9. *Галеркин Ю. Б.* Исследование элементов малорасходных ступеней. «Энергомашиностроение», 1963, № 1.

В. Н. Хмара, *канд. техн. наук***ПОТЕРИ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИНАХ
ПРИ РАБОТЕ В ОБЛАСТИ МАЛЫХ ЧИСЕЛ РЕЙНОЛЬДСА**

Для анализа и оценки работы центробежных компрессорных машин в области малых чисел Рейнольдса можно использовать методику, основанную на разделении общих потерь на потери трения, потери, связанные с расширением потока, и местные.

Значительный удельный вес в общем балансе потерь энергии в ступени составляют потери трения. Они определяются в каждом элементе проточной части с использованием известных коэффициентов сопротивления трения; сложные каналы заменяются эквивалентными диффузорными.

В неавтономной области, где потери трения существенно возрастают, естественно ожидать коренного перераспределения относительных величин потерь в общем их балансе для каждого элемента проточной части ЦКМ, особенно при ламинарном режиме течения в каналах ступеней. Значительно должна возрасти роль неподвижных элементов ступени.

В области малых давлений потеря мощности на трение дисков, как показал анализ, пропорциональна отношению $\left(\frac{p_r}{p_1}\right)^{0,8}$; величина коэффициента $\beta_{тр} = \left(\frac{p_1}{p_r}\right)^{0,2}$. При уменьшении давления на три порядка $\beta_{тр}$ увеличивается в 4 раза (что соответствует $\beta_{тр} = 10\%$), и абсолютное значение потерь уменьшится в 250 раз.

Влияние числа Re в неавтономной области на величину потерь на удар проявляется в рассогласовании работы элементов проточной части, т. е. в возникновении ударных режимов работы и деформации эпюр скоростей. Для ступеней, работающих в расчетном режиме при малых Re , величина потерь на удар увеличится незначительно.

Работа ЦКМ в вакуумных установках протекает обычно со значительным отклонением от автономного режима, когда ламинарный характер течения в каналах ступеней становится доминирующим даже при высоких значениях чисел M в крупных машинах при существенных потерях трения.

Для оценки величины потерь трения в проточной части ступени можно ввести к.п.д., учитывающий только потери трения,

$$\eta_{тр} = 1 - \frac{\Sigma \Delta h_{тр}}{h_{тк}}$$

Потери трения в канале произвольного сечения могут быть найдены по выражению, учитывающему наличие касательных напря-

жений на стенках каналов. Для неавтономной области, где коэффициент $\lambda_{\text{тр}}$ определяется законом Пуазейля

$$\Delta h_{\text{тр}} = \int_0^l 2 \frac{\mu c}{\gamma} \left(\frac{\mu}{\mu_x} \right)^2 \left(\frac{\gamma}{\gamma_x} \right) \left(\frac{F}{F_x} \right)^3 \left(\frac{\Pi_x}{F} \right)^2 \alpha l. \quad (1)$$

В этом выражении индекс x относится к текущему значению величины. Параметры без индекса — на входе в канал, F , Π — площадь поперечного сечения канала и его периметр.

Потери в колесе могут быть найдены в любом случае графоаналитическим методом по выражению (1), когда текущие геометрические параметры межлопаточного канала колеса находят из чертежа, а относительное изменение плотности и вязкости газа аналитически

$$\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_x} \right)^2 = \frac{A_1 - \sqrt{A_1^2 + 4 \frac{k-1}{n-1} M_{\omega_1}^2 \left(\frac{F_1}{F_x} \right)^2}}{2 \frac{k-1}{n-1} M_{\omega_1}^2 \left(\frac{F_1}{F_x} \right)^2}, \quad (2)$$

где F_1 , F_x — поперечное сечение каналов на входе и текущем сечении; n — показатель политропы;

$$A_1 = 1 + \frac{k-1}{n-1} M_{\omega_1}^2 \left[\cos^2 \beta_1 \left(\frac{R_x^2}{R_1^2} - 1 \right) + 1 \right];$$

аналогично

$$\frac{\mu_x}{\mu_1} = 1 + 0,152 M_{\omega_1}^2 \left\{ \cos^2 \beta_1 \left(\frac{R_x^2}{R_1^2} - 1 \right) + \left[1 - \left(\frac{F_1}{F_x} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_x} \right)^2 \right] \right\}, \quad (3)$$

где μ — динамическая вязкость газа на входе в диффузор.

Для безлопаточного диффузора с параллельными стенками

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\mu_3 c_3}{\gamma_3 \beta_3} \cdot \frac{9,21 (n-1)}{D_3 \sin \alpha_3 (2 + m M_{c_3}^2)} \left\{ \lg \frac{D_4}{D_3} + \frac{m}{(n-1)^2} \lg \frac{\left(\frac{D_4}{D_3} \right) - N'}{1 - N'} \right\}, \quad (4)$$

$$\text{где } N' = \frac{M_{c_3}^2}{\frac{n-1}{k-1} + M_{c_3}^2}; \quad m = 2,76 - 0,76 n.$$

Условие постоянства показателя политропы n равносильно предположению пропорциональности работы потерь трения, изменению кинетической энергии потока.

Поворот потока из диффузора в обратный направляющий аппарат происходит при сравнительно малых углах α_4 , α_5 . При расчете потерь принята схема, когда длина пути перемещения частицы газа определяется из условия $Rc_4 = \text{const}$

$$\Delta h_{\text{пов}} = 4 \pi \left(\frac{\mu_4 c_4}{\gamma_4 b_4} \right) \frac{\frac{A}{D_4} + \frac{b_4}{D_4}}{\frac{b_4}{D_4} \sin \alpha_4} \quad (5)$$

где A — ширина перемычки между b_4 и b_5 .
Потери трения в ОНА

$$\Delta h_{\text{тр}} = 8 \left(\frac{\mu_5 c_5}{\gamma_5 b_5} \right) \frac{l}{D_5} \left\{ \frac{D_5}{b_5} \left(\frac{b_5}{b_6} \right) + \frac{2 z_{\text{ОНА}}}{\pi \tau_5 \sin \alpha_5} + \left(\frac{z_0}{\pi \tau_5 \sin \alpha_5} \right)^2 \left(\frac{b_5}{D_5} \right) \left[\frac{b_6}{b_5} \left(\frac{b_6}{b_5} + 1 \right) - 1 \right] \right\}. \quad (6)$$

Здесь

$$z_{\text{ОНА}} = \pi \frac{\tau_6^2}{\tau_5} \frac{k_6}{\left(\frac{D_5}{D_6} \right) \left(\frac{b_5}{b_6} \right) \sin \alpha_5},$$

где $k_6 = \frac{b_6}{a_6}$ — относительная ширина канала на выходе из ОНА.

Для ОНА принято условие линейного изменения ширины межлопаточного канала вдоль его оси, потеря трения в круглой диффузорной улитке из условия $Rc_4 = \text{const}$. При определении интеграла потерь скорость потока в текущем меридиональном сечении улитки принималась равной, ввиду малых углов α , скорости c_4 .

$$\Delta h_7 = 50,4 \left(\frac{\mu_7 c_7}{\gamma_7 D_7} \right) \frac{1}{\text{tg } \alpha_7} \left(\frac{D_7}{b_7} \right) \left\{ \frac{1}{0,0528 \sqrt{\frac{b_7}{D_7} \text{tg } \alpha_7 \varphi_1^0 + 1}} - \frac{1}{0,0528 \sqrt{\frac{b_7}{D_7} \text{tg } \alpha_7 \varphi_1^0 + 1}} + 2,303 \lg \sqrt{\frac{\varphi_2^0}{\varphi_1^0}} \right\}. \quad (8)$$

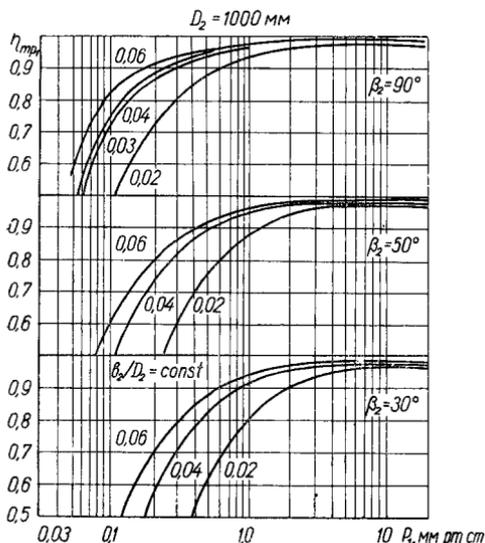
Расчеты потерь и к.п.д. трения для элементов проточной части ступени в области малых чисел Re показали, что значительный удельный вес составляют потери от трения. Они недопустимо велики в каналах с малой относительной шириной.

На рисунке показан к.п.д. колеса $\eta_{\text{тр}_1}$ в зависимости от абсолютного давления на входе в рабочее колесо ($\lambda = 0,57$; $\beta_1 = 32^\circ$; $D_2 = 1000 \text{ мм}$; $\frac{w_1}{w_2} = 1,6$) $u_2 = 417 \text{ м/сек}$. В области малых давлений на-

блюдается значительное падение к.п.д. колес. Относительная величина потерь трения наибольшая у насосных и зауженных колес. С уменьшением диаметра колеса зона предельных давлений существенно сдвигается вправо.

Аналогичные расчеты выполнены для всех рабочих элементов ступени.

В лаборатории кафедры Э-5 МВТУ был испытан центробежный нагнетатель при низких давлениях всасывания (до 0,9 мм рт. ст.). Результаты исследований показали существенное падение производительности и Π с уменьшением $p_{вс}$. Для колес с $\frac{b_2}{D_2}$, равным



0,414 и 0,207, при коэффициенте расхода $\varphi_0=0,2$ наступал режим, когда степень повышения давления $\Pi=1$, т. е. весь напор расходовался на внутренние потери. Расчет потерь в этих точках показал, что основную часть (до 70—80%) составляют потери от трения.

Таким образом, для ЦКМ, работающих в области малых давлений всасывания с $Re_{w_1} \leq 300+1000$ (в зависи-

Зависимость $\eta_{тр}$ для рабочего колеса от давления всасывания ($\beta_2=90^\circ, 50^\circ, 30^\circ$).

мости от типа колеса с различными β_2), на расчетном режиме гидравлический к.п.д. можно оценить с учетом полученных выражений для потерь трения

$$\eta_h = \eta_{тр} - \frac{\Sigma \Delta h_x}{h_{тк}}, \quad (9)$$

где $\Sigma \Delta h_x$ — потери местные, от расширения потока, от удара.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И. КАЛИНИНА

А. Н. Примак, С. Н. Шкарбуль, кандидаты техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Хотя теория пограничного слоя достаточно развита, до сих пор нет теоретического метода расчета пространственного турбулентного пограничного слоя даже для простейших форм диффузорных каналов. Тем более не удается удовлетворительно рассчитать пограничный слой во вращающемся рабочем колесе центробежного компрессора и определить потери трения и места возникновения срывных зон в колесе. В связи с этим весьма важной задачей является накопление экспериментальных данных, которые позволят соз-

дать обоснованные методы расчета турбулентного пограничного слоя внутри вращающихся колес центробежных компрессоров.

В задачу настоящего исследования входило проведение измерений в пограничном слое, возникающем как на передней, так и на задней сторонах лопаток рабочего колеса.

В общем случае пограничный слой на лопатке может носить пространственный характер, особенно в области концов лопатки вблизи дисков, где происходит взаимодействие пограничных слоев лопатки и дисков. Поэтому для полного анализа необходимо опытно определить эпюры скоростей на всей поверхности лопатки, т. е. в различных сечениях лопатки как по радиусу, так и по высоте. На данном этапе исследования задача была ограничена измерением пограничного слоя на средней линии (по высоте) лопатки. При этом учитывалось, что течение вдоль средней линии лопатки, по видимому, может быть принято в качестве усредненной характеристики течения в целом вдоль поверхности лопатки.

В проблемной лаборатории компрессоростроения Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина экспериментальное изучение закономерностей формирования и развития пограничного слоя на лопатках рабочего колеса проводилось пневматическим методом [1, 2] на колесе «насосного» типа ($\beta_{л_2} = 20^\circ$). Опыты выполнялись при окружных скоростях 60 м/сек ($D_2 = 610$ мм) на стенде ЭЦК-2, специально созданном для измерений параметров потока в относительном движении пневматическим методом. Приемником давления при измерениях в пограничном слое на лопатках вращающегося колеса служила микротрубка жесточенной конструкции, перемещаемая по нормали к лопатке с точностью до $0,01 \div 0,02$ мм при помощи оригинального разработанного на кафедре устройства УПМ [3].

Микротрубкой измерялось поле полных давлений по толщине пограничного слоя, причем за нулевое положение микротрубки у лопатки принималось такое, при котором носик микротрубки касается поверхности лопатки при рабочих числах оборотов ротора. Момент касания фиксировался с помощью вращающейся схемы электроконтакта. Все последующие положения микротрубки по толщине пограничного слоя устанавливались без разборки стенда на невращающемся колесе с помощью устройства УПМ. Микротрубку отдаляли от лопатки до тех пор, пока при дальнейших малых ее перемещениях ($\Delta y = 0,4 \div 0,6$ мм) не изменялась величина измеряемого полного давления. Это служило доказательством того, что микротрубка уже прошла пограничный слой и находится в зоне, которую можно назвать ядром потока.

Такое определение ядра потока является условным, поскольку, во-первых, величина полного давления, измеряемого микротрубкой на внешней границе пограничного слоя, даже для течения без потерь несколько изменяется вследствие изменения радиуса при перемещении микротрубки по нормали к лопатке и, во-вторых, полное давление может изменяться по шагу межлопаточного канала из-за

потерь, не связанных непосредственно с пограничным слоем. Однако опыты показали, что при малых окружных скоростях таким способом удастся определить внешнюю границу пограничного слоя достаточно четко.

Величина статического давления, необходимая также для подсчета скоростей в пограничном слое, определялась для соответствующих точек пограничного слоя из опытного распределения давлений по лопатке (по радиусу) и по шагу между лопатками на различных радиусах. Скорости в пограничном слое (у лопаток рабочего колеса) подсчитывались по формуле, полученной из уравнения Бернулли в относительном движении для несжимаемой жидкости

$$\omega = \sqrt{\frac{2(\tilde{p}^* - \tilde{p})}{\rho}},$$

или при использовании приведенных безразмерных давлений

$$\omega = 407 \sqrt{\left(\frac{\tilde{p}^*}{p_0^*} - 1\right)_0 - \left(\frac{\tilde{p}}{p_0} - 1\right)_0} \text{ м/сек},$$

где \tilde{p}^* и \tilde{p} — соответственно полное и статическое давление потока в рассматриваемой точке пограничного слоя, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$; p_0^* — полное давление потока на входе в колесо, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$; ρ — плотность; $\left(\frac{\tilde{p}^*}{p_0^*} - 1\right)_0$

и $\left(\frac{\tilde{p}}{p_0} - 1\right)_0$ — то же, что соответственно \tilde{p}^* и \tilde{p} , но в безразмерной приведенной форме; приведение, например, полных давлений производилось по формуле

$$\left(\frac{\tilde{p}^*}{p_0^*} - 1\right)_0 = \left(\frac{\tilde{p}^*}{p_0^*} - 1\right) \frac{T}{T_0} \left(\frac{n_0}{n}\right)^2,$$

где $T_0 = 288^\circ \text{К}$ и $n_0 = 1900 \text{ об/мин}$ — нормальные температуры воздуха и число оборотов ротора; T и n — те же величины в момент

опыта; $\left(\frac{\tilde{p}^*}{p_0^*} - 1\right)$ — величина безразмерного полного давления, полученная из эксперимента при температуре воздуха T и числе оборотов ротора n .

В исследованиях было принято допущение, что в радиальной плоскости поток в пограничном слое у средней линии лопатки имеет направление вдоль поверхности лопатки, а в меридиональной плоскости направление потока совпадает с направлением средней линии канала. Как показали опыты, это допущение достаточно правомерно для исследованного колеса. Так, показания микротрубки при ее нормальном положении в меридиональной плоскости прак-

тически совпадают с таковыми при измерениях микротрубкой, развернутой на 10° . Так как нечувствительность микротрубки к углу скоса потока составляет $\pm 10^\circ$, то можно заключить, что истинное направление скорости лежит между отмеченными крайними положениями.

В связи с новизной и сложностью опытов по изучению пограничного слоя в рабочем колесе центробежного компрессора, перед основными измерениями были проведены некоторые эксперименты методического характера. Используемые микротрубки жесточенной конструкции тщательно тарировались в аэродинамической трубе при измерении пограничного слоя на плоской пластине. Измерения полных давлений в пограничном слое на неподвижной пластине, проводимые обычными микротрубками, используемыми кафедрой аэродинамики ЛПИ, и микротрубками жесточенной конструкции, применявшимися в опытах на вращающемся колесе, дали идентичные результаты.

Несмотря на то что прогиб носика микротрубки в поле центробежных и газовых сил составил, по данным измерений для обычной и жесточенной микротрубок, соответственно 0,36 и 0,06 мм, было получено хорошее совпадение эпюр полных давлений, измеренных обеими трубками в одном и том же сечении пограничного слоя на лопатке вращающегося колеса. Такое совпадение оказалось возможным прежде всего потому, что в опытах для определения начального положения микротрубки у лопатки, когда ее носик касался лопаточной поверхности, использовалась вращающаяся схема электроконтакта.

Здесь уместно указать на необходимость соблюдения особой тщательности при проведении исследований пограничного слоя в рабочем колесе. Например, при перекосе приемного отверстия микротрубки относительно поверхности лопатки на 8° была получена завышенная примерно на 20% величина полного давления, что повлекло за собою значительную погрешность в определении скоростей в пограничном слое.

Полученные по опытным данным профили скоростей в пограничном слое у лопатки позволяют подсчитать количественные характеристики пограничного слоя:

$$\text{толщину вытеснения } \delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{w}{w_\infty}\right) dy;$$

$$\text{толщину потери импульса } \delta^{**} = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{w}{w_\infty}\right) \frac{w}{w_\infty} dy;$$

$$\text{параметр } H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} \text{ [4] и другие.}$$

На данном этапе измерения проводились в трех сечениях по длине лопатки с передней и задней ее стороны. Исходными графиками являлись экспериментальные эпюры полных давлений в пограничном слое в зависимости от коэффициента расхода φ_1 при различных удалениях от поверхности лопатки.

Из сопоставления кривых на рис. 1 видно, что для обеих сторон лопатки на большей части режимов работы происходит рост полного давления в пограничном слое по мере удаления от обтекаемой поверхности лопатки. Легко заметить также и отличительные качества в эпюрах полных давлений у передней и задней сторон лопатки. Наиболее разительное отличие наблюдается при малых значе-

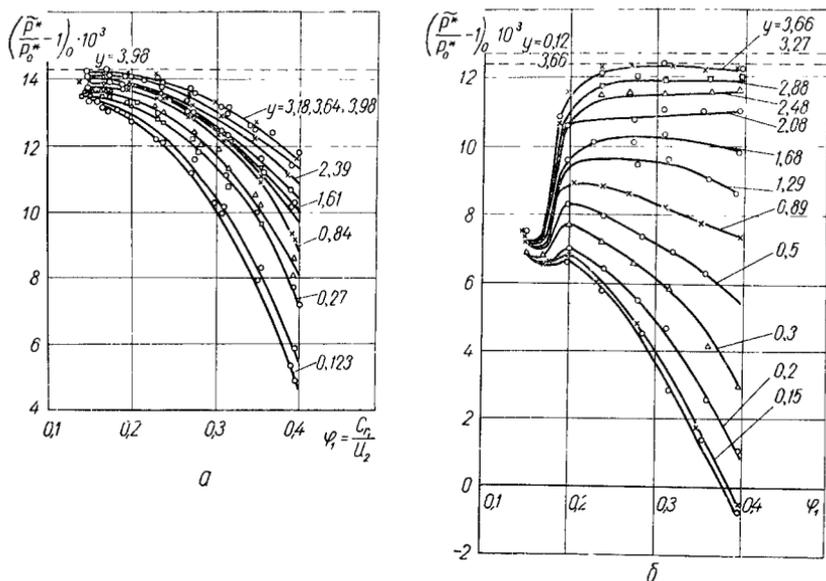


Рис. 1. Результаты измерения полного давления вблизи лопатки микротрубки при различных удалениях y от лопатки в зависимости от режима φ_1 :

a — измерение у передней стороны лопатки, $R=240,3$ мм; b — измерение у задней стороны лопатки, $R=230,6$ мм. Пунктиром обозначена величина полного давления для идеального потока.

ниях коэффициента расхода $\varphi_1 \leq 0,2$, т. е. при таких углах атаки ($i_1 \geq 0^\circ$), при которых поток прижимается к передней стороне лопатки. Так, если у передней стороны лопатки (см. рис. 1, a) полные давления в пограничном слое даже у самой стенки приближаются к значению теоретического полного давления, равного

$$\left(\frac{\bar{p}^*}{p_0^*} - 1 \right)_{\text{от}} = \frac{u^2}{2gRT_0},$$

то у задней стороны лопатки (см. рис. 1, b) при тех же значениях коэффициента расхода ($\varphi_1 \leq 0,2$) в эпюре полного давления наблюдается большой провал. У задней стороны лопатки при таких расходах величина полного давления, оставаясь значительно ниже теоретической величины, практически не изменяется с удалением от поверхности лопатки. Можно сказать, что пограничный слой в

обычном понимании при этом практически отсутствует ввиду наличия отрыва в данном сечении у задней стороны лопатки при $\varphi_1 < 0,2$.

Различие в эпюрах полного давления для передней и задней сторон лопатки имеется и при больших значениях коэффициента расхода ($\varphi_1 > 0,2$), т. е. при отрицательных углах атаки ($i_1 < 0$). Если у задней стороны, к которой при углах атаки $i_1 < 0$ прижимается поток, по мере удаления от поверхности лопатки величина полного давления, возрастая, приближается к теоретической величине $\left(\frac{u^2}{2gRT_0}\right)$, то у передней стороны лопатки величина полного

давления при своем возрастании не достигает теоретического уровня, причем разница между теоретическим давлением и давлением на внешней границе пограничного слоя у передней стороны лопатки возрастает с увеличением коэффициента расхода. Это свидетельствует, возможно, об отрыве или наличии масс скопления жидкости с пониженной энергией у передней стороны лопатки, начиная с режимов $\varphi_1 > 0,2$, и зона этих масс увеличивается с ростом расхода.

Графики (см. рис. 1) в сочетании с распределением статического давления по лопатке в зависимости от коэффициента расхода позволяют рассчитать скорости в пограничном слое.

Обработка данных для исследованных сечений пограничного слоя показала, что зависимость безразмерной скорости от безразмерного расстояния от стенки можно представить в виде степенного закона

$$\frac{w}{w_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}},$$

где y — удаление от стенки, δ — толщина погранслоя.

Однако здесь показатель стенки $\frac{1}{n}$ переменный и в зависимости от режима работы, расстояния от носика лопатки, стороны лопатки принимает значения $\frac{1}{n} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{11}$. При этом меньшие значения показателя степени $\frac{1}{n}$ имели место на передней стороне лопатки, а также при больших расходах.

Приведенные значения показателя степени $\frac{1}{n}$ характерны для турбулентного пограничного слоя, на что указывают экспериментальные исследования пограничного слоя на неподвижных поверхностях [4]. Поэтому можно предполагать, что в изученных сечениях на вращающейся лопатке в пограничном слое имеет место турбулентный характер течения.

Анализируя опытные данные параметров пограничного слоя, развивающегося вдоль лопатки, следует указать на некоторую аф-

финность безразмерных профилей скоростей у каждой стороны лопатки, а также нарастание толщины пограничного слоя по длине лопатки.

На основании полученных в результате эксперимента эпюр скоростей в пограничном слое у передней и задней сторон лопатки для нескольких коэффициентов расхода были вычислены значения характерных параметров пограничного слоя δ^* , δ^{**} , H . Для сравнения параметры δ^{**} и H подсчитывались по полуэмпирической теории турбулентного пограничного слоя [4], разработанной для неподвижных элементов, причем теоретический расчет выполнялся по скоростям, найденным на основе опытных значений статических давлений по лопатке рабочего колеса (из уравнения Бернулли для относительного движения). Полученные указанными двумя способами параметры δ^{**} и H представлены на рис. 2, а для $\varphi_1 = 0,24$ и рис. 2, б для $\varphi_1 = 0,32$ в зависимости от относительной длины лопатки x для обеих ее сторон.

Значения формпараметра H изменяются как вдоль лопатки, так и при изменении режима работы φ_1 , в то время как для турбулентного течения обычно полагают, примерно, $H = 1,4$.

Сопоставление расчетных и опытных кривых для толщины потери импульса δ^{**} позволяет сделать вывод, что найденное распределение расчетных значений δ^{**} вдоль лопатки как качественно, так и количественно значительно отличается от опытных, кроме начального участка у передней стороны лопатки. Это как-будто свидетельствует о том, что прямой перенос методов расчета пограничного слоя вдоль неподвижных поверхностей (с учетом продольного градиента давлений) к расчету пограничного слоя во вращающихся каналах неправилен, хотя имеются многочисленные высказывания о возможности такого переноса. Правда, данные, приводимые у Траупеля [5], скорее свидетельствуют косвенно о справедливости наших выводов.

Кроме того, анализ расчетных и опытных кривых толщины потери импульса δ^{**} и параметра H позволяет сделать выводы о существовании интенсивных вторичных течений, значительно меняющих толщину пограничного слоя и его параметры, хотя, видимо, не так здесь все просто, как это иногда трактуют, когда говорят об утолщении пограничного слоя у задней стороны лопатки и утоньшении у передней за счет вторичных течений. Толщина потери импульса больше не только у задней поверхности по сравнению с расчетными значениями, но и у передней.

Подсчет значений чисел Re_δ по опытной толщине пограничного слоя δ и скорости ω_∞ на внешней границе пограничного слоя для $\varphi_1 = 0,24$ (близкого к оптимальному) $Re_\delta = \frac{\omega_\infty \delta}{\nu}$ дает значения для

сечений вдоль лопатки $Re_\delta \geq (Re_\delta)_{кр}$, где $(Re_\delta)_{кр} = 2800$ соответствует значению Re_δ , при котором ламинарный пограничный слой на неподвижных поверхностях переходит в турбулентный.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы: пограничный слой на лопатках уже при небольших окружных скоростях $u_2 = 60,5$ м/сек турбулентен и показатель степени $\frac{1}{n}$ изменяется в пределах $\frac{1}{n} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{11}$;

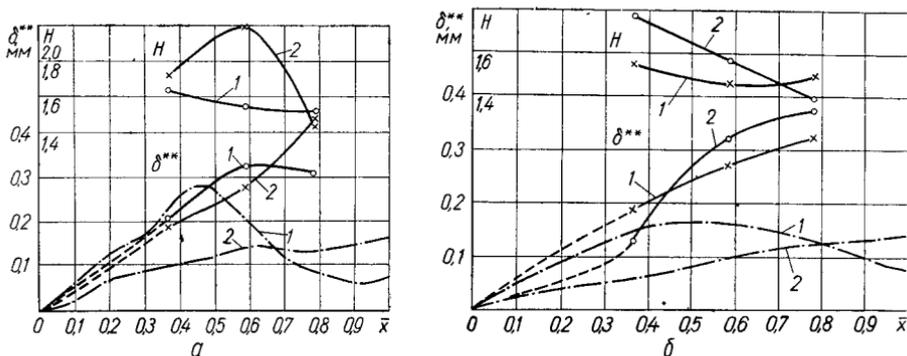


Рис. 2. Сопоставление расчетных и опытных величин толщины потери импульса δ^{**} и формпараметра H :

a — для режима $\phi_1=0.24$; b — для режима $\phi_1=0.32$; 1 — передняя сторона лопатки; 2 — задняя сторона лопатки; пунктиром обозначены расчетные значения.

профили скоростей вдоль лопатки в значительной мере аффинны;

теоретические и опытные зависимости δ^{**} , $H=f(\bar{X})$ различны по характеру и величине (кроме начального участка у передней стороны лопатки), хотя в целом порядок величин совпадает;

в первом приближении можно указать, что перенос методов расчета турбулентного пограничного слоя, разработанного для неподвижных каналов, не пригоден для расчета вращающихся каналов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
2. Галеркин Ю. Б., Ректин Ф. С. Методы исследования центробежных компрессорных машин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1969.
3. Шкарбуль С. Н., Примак А. Н. Устройство для измерения давления потока. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. М., 1968. № 10.
4. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., Изд-во иностранной литературы, 1956.
5. Traupel W. Die Theorie der Strömung durch Radialmaschinen, 1962.

И. М. Коршин, канд. техн. наук

К РАСЧЕТУ ОТРЫВА ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ КОЛЕСА ТУРБОМАШИНЫ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ

Пользуясь известными допущениями теории пограничного слоя из уравнения В. Толлмина [3], получим уравнения пограничного слоя в неподвижных координатах:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{vu}{R} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial y} \right); \quad (1)$$

$$\frac{u^2}{R} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}; \quad (2)$$

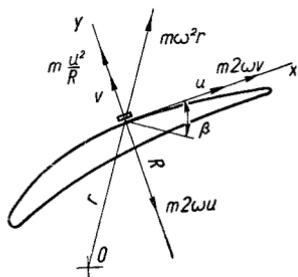
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{v}{R} = 0. \quad (3)$$

Добавляя проекции кориолисова и центростремительного ускорения на оси координат x и y (рисунок), получим следующие уравнения пограничного слоя во вращающейся криволинейной системе координат:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{vu}{R} - \omega^2 r \sin \beta - 2\omega v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial y} \right); \quad (4)$$

$$-\frac{u^2}{R} + 2\omega u - \omega^2 r \cos \beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{v}{R} = 0. \quad (6)$$



Силы, действующие на частицу газа в пограничном слое на вращающейся лопатке.

Уравнения ламинарного пограничного слоя для лопатки, образованной дугами окружности и вращающейся вокруг центра кривизны, и их решение даны в [4]. Следует отметить, что эти уравнения и полученное решение справедливы только для рассмотренного частного случая лопатки постоянной кривизны, когда центр кривизны и центр вращения совпадают. Кроме этой особенности, в [4] пренебрегают третьим членом уравнения (6).

В [2] определен градиент давления, при котором наступает отрыв пограничного слоя в случае обтекания криволинейной ступени потоком разреженного газа. В работе используется общий подход к определению отрыва пограничного слоя, данный в (1); точка от-

рыва определяется без предварительного расчета пограничного слоя.

Применим результаты работ [1] и [2] к расчету отрыва пограничного слоя на вращающейся пластине произвольной формы.

Дифференцируя (5) по x , получим

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} = 2\rho \frac{\partial u}{\partial x} \left(\frac{u}{R} - \omega \right) - \frac{\rho u^2}{R^2} \frac{\partial R}{\partial x} + \rho \omega^2 \left(\frac{\partial r}{\partial x} \cos \beta + \frac{r \partial \cos \beta}{\partial x} \right). \quad (7)$$

В точке отрыва $u=0$ и

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} = -2\rho \omega \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \omega^2 \left(\frac{\partial r}{\partial x} \cos \beta + \frac{r \partial \cos \beta}{\partial x} \right). \quad (8)$$

Дифференцируя (7) по y и имея в виду, что в точке отрыва $u = \frac{\partial u}{\partial y} = 0$, получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial^3 p}{\partial x \partial y^2} = & -2\rho \omega \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \rho \omega^2 \left(\frac{\partial^2 r}{\partial x \partial y} \cos \beta + \frac{\partial r}{\partial x} \frac{\cos \beta}{\partial y} + \right. \\ & \left. + \frac{\partial r}{\partial y} \frac{\partial \cos \beta}{\partial x} + r \frac{\partial^2 \cos \beta}{\partial x \partial y} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Дифференцируем по y выражение (4),

$$\begin{aligned} u \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{R} \left(u \frac{\partial v}{\partial y} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \\ - \frac{uv}{R^2} \frac{\partial R}{\partial y} - \omega^2 \left(\frac{\partial^2 \sin \beta}{\partial y} + r \frac{\partial \sin \beta}{\partial y} \right) - 2\omega \frac{\partial v}{\partial y} = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} + v \left(\frac{\partial^3 u}{\partial y^3} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \frac{\partial R}{\partial y} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Напряжение трения и его производные (при условии $v = \text{const}$) определяется как

$$\tau = \mu \frac{\partial u^*}{\partial y}; \quad \frac{\partial \tau}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \quad \frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} = \mu \frac{\partial^3 u}{\partial y^3}. \quad (11)$$

Имея в виду, что в точке отрыва $u=v=\frac{\partial u}{\partial y}=0$, получим из (4) в точке отрыва

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} - \rho \omega^2 r \sin \beta. \quad (12)$$

Определяя $\frac{\partial v}{\partial y}$ из уравнения неразрывности (6), получим из (10) в точке отрыва

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} = \rho \omega^2 \left(\frac{\partial r}{\partial y} \sin \beta + \frac{r \partial \sin \beta}{\partial y} \right) - 2\rho \omega \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \tau}{\partial y}. \quad (13)$$

* Справедливо только для ламинарного пограничного слоя.

Имея в виду, что

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial r} \sin \beta ; \\ \frac{\partial}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial r} \cos \beta ,\end{aligned}\quad (14)$$

получим из (8) и (13) с учетом (12)

$$\frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} = -\rho \omega^2 r \frac{\partial \beta}{\partial r} - \frac{1}{R} \left(\frac{\partial p}{\partial x} - \rho \omega^2 r \sin \beta \right). \quad (15)$$

Профиль скоростей над точкой отрыва может быть представлен рядом Тейлора

$$u = \frac{\partial u}{\partial y} y + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \frac{y^2}{2} + \frac{\partial^3 u}{\partial y^3} \frac{y^3}{6} + \dots \quad (16)$$

Ограничиваясь первыми тремя членами, имеем из (11), (12) и (15)

$$u = \left(\frac{\partial p}{\partial x} - \rho \omega^2 r \sin \beta \right) \left(1 - \frac{y}{3R} \right) \frac{y^2}{2\mu} - \rho \omega^2 r \frac{\partial \beta}{\partial R} \frac{u^3}{6\mu}, \quad (17)$$

где $\frac{\partial p}{\partial x}$ — градиент при $y=0$.

Определим значение $\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=\delta}$ на границе слоя [1, 2].

Интегрируя (7) по y в пределах слоя, имеем

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=\delta} - \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=0} &= \frac{2\rho}{R} \int_0^\delta u \frac{\partial u}{\partial x} dy - \frac{\rho}{R^2} \frac{\partial R}{\partial x} \int_0^\delta u^2 dy - \\ &- 2\rho\omega \int_0^\delta \frac{\partial u}{\partial x} dy + \rho\omega^2 \left(\frac{\partial r}{\partial x} \cos \beta + r \frac{\partial \cos}{\partial x} \right) \delta.\end{aligned}\quad (18)$$

Представим зависимость $u(y)$ в точке отрыва полиномом

$$u = a(x) + b(x)y + c(x)y^2 + d(x)y^3 \quad (19)$$

при следующих граничных условиях:

$$u = \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad \text{при } y = 0, \quad u = u_\delta, \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad \text{при } y = \delta. \quad (20)$$

С учетом (20) коэффициенты в (19) будут равны:

$$a = 0; \quad b = 0; \quad c = \frac{3u_\delta}{\delta^2}; \quad d = -\frac{2}{3} \cdot \frac{c}{\delta},$$

тогда

$$u = u_\delta \frac{3y^2}{\delta^2} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{y}{\delta} \right). \quad (21)$$

Из (21) имеем

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \frac{3y^2}{\delta^2} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{y}{\delta} \right). \quad (22)$$

Как показал расчет, интегралы, входящие в (18), имеют практически одинаковое значение как при определении по формуле (21) и (22), так и в случае линейных зависимостей

$$u = u_{\delta} \frac{y}{\delta}; \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \frac{y}{\delta}. \quad (23)$$

Многочисленные экспериментальные данные по профилю скорости над точкой отрыва, приведенные в [1], показывают линейное изменение u от y .

В последующем случае имеем из (18)

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=0} &= \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=\delta} + \frac{\rho u_{\delta}}{3R^2} \cdot \frac{\partial R}{\partial x} \delta + \rho \omega \frac{-\partial u_{\delta}}{\partial x} \delta - \\ &- \frac{2}{3} \frac{\rho u_{\delta}}{R} \cdot \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} - \rho \omega^2 r \frac{\partial \cos \beta}{\partial x} \delta - \frac{\rho \omega^2}{2} \sin 2\beta. \end{aligned} \quad (24)$$

Подставив значение $\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{y=0}$ из (24) в (17), пренебрегая величиной $\frac{\delta}{3R}$ по сравнению с единицей, можно получить выражение для скорости u_{δ} на границе слоя в точке отрыва и градиент давления, при котором имеет место отрыв пограничного слоя

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{\text{орг}} &= \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} + \rho \omega^2 r \left[\sin \beta + \frac{d\beta}{dr} \left(\frac{1}{3} - \sin^2 \beta \right) \right] + \\ &+ \left[\frac{\rho \omega^2 \sin 2\beta}{2\mu} - \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \left(\rho \omega - \frac{2\rho u_{\delta}}{3R} \right) - \frac{\rho u_{\delta}^2}{3R^2} \frac{\partial R}{\partial x} \right] \delta. \end{aligned} \quad (25)$$

Для неподвижной пластинки имеем из (25)

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{\text{орг}} = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2}. \quad (26)$$

Для вращающейся радиальной пластинки

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{\text{орг}} = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} + \rho \omega^2 r - \rho \omega \frac{\partial u_{\delta}}{\partial r} \delta. \quad (27)$$

Для вращающейся дужки, описанной одним радиусом,

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{\text{орг}} = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} - \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \left(\rho \omega - \frac{2\rho u_{\delta}}{3R} \right) \delta. \quad (28)$$

Дифференцируя уравнение Бернулли для несжимаемого потока в относительном движении

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u_{\delta}^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2} = \text{const}$$

по x , получим градиент давления, действующий в потоке

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho u_{\delta} \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} + \rho \omega^2 r \sin \beta. \quad (29)$$

Для неподвижной пластинки из (29)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho u_{\delta} \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x}. \quad (30)$$

Для вращающейся радиальной пластинки

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho u_{\delta} \frac{\partial u_{\delta}}{\partial r} + \rho \omega^2 r. \quad (31)$$

Для вращающейся дужки так же, как и для неподвижной пластинки

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho u_{\delta} \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x}.$$

Из формул (26) и (30), (27) и (31), (28) и (30) получим следующие «запасы» по отрыву пограничного слоя $\delta_p = \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{\text{отр}} - \frac{\partial p}{\partial x}$; для неподвижной криволинейной пластинки

$$\delta_p = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} + \rho u_{\delta} \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \left(1 + \frac{2\delta}{3R} \right) - \frac{\rho u_{\delta}^2}{2} \cdot \frac{2\delta}{3R^2} \cdot \frac{\partial R}{\partial x}; \quad (32)$$

для вращающейся радиальной пластинки

$$\delta_p = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} + \rho \frac{\partial u_{\delta}}{\partial r} (u_{\delta} - \omega\delta); \quad (33)$$

для вращающейся дужки

$$\delta_p = \frac{2\mu u_{\delta}}{\delta^2} + \rho \frac{\partial u_{\delta}}{\partial x} \left[u_{\delta} \left(1 + \frac{2\delta}{3R} \right) - \omega\delta \right]. \quad (34)$$

При $\frac{2\delta}{3R} \ll 1$ формулы (33) и (34) совпадают.

Таким образом, вращение может оказать существенную роль на отрыв пограничного слоя, когда $\delta \geq \frac{u_{\delta}}{\omega}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бам-Зеликович Г. М. Расчет отрыва пограничного слоя. Известия АН СССР, ОТН. «Механика и машиностроение», 1954, № 12.
2. Бунимович А. И. О влиянии скольжения на отрыв пограничного слоя. Известия АН СССР, ОТН. «Механика и машиностроение», 1960, № 5.
3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., изд-во «Иностранная литература», 1956.
4. Halleen P. M., Johnston J. P., Reynolds W. C. The Laminar Boundary Layer on a Rotating Circular Arc Blade. Trans. of the ASME, ser. D, 1966, I.

И. М. Коршин, канд техн. наук

**НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НЕСЖИМАЕМОГО ПОТОКА
В ПЛОСКОМ МЕЖЛОПАТОЧНОМ КАНАЛЕ И В МЕРИДИОНАЛЬНОМ
СЕЧЕНИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА С ПРОИЗВОЛЬНОЙ
ФОРМОЙ ЛОПАТОК**

Течение идеальной несжимаемой жидкости в плоском канале колеса удовлетворяет уравнению Пуассона

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -2\omega, \quad (1)$$

где ψ — функция тока в относительном движении; ω — угловая скорость вращения колеса.

Составляющие скорости относительного движения, выраженные через функцию тока, равны

$$w_x = -\frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad w_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (2)$$

Для колеса с конечной длиной лопаток произвольной формы уравнение (1) может быть решено на аналоговой вычислительной машине. Наиболее просто решение осуществляется, когда на границе заданной области канала даны значения функции тока ψ (первая граничная задача или задача Дирихле).

Область межлопаточного канала образуется лопатками, линиями тока, сходящимися и натекающими на лопатки, и приближенно — границами невозмущенного потока, удаленными от лопаток на расстоянии, примерно равное шагу. Решение для области канала, образованной только лопатками и окружностями входа и выхода, применяемое в мембранной аналогии, не оправдано, на что было обращено внимание в работе [3].

Граничные линии тока на входе и выходе из колеса могут быть определены на основе уравнений неразрывности и потенциальности абсолютного потока и условия Жуковского-Чаплыгина о сходе потока с задней кромки лопатки [1].

Для линии тока, сходящей с лопатки,

$$\theta_{\text{вых}} = \frac{1}{c_{r_2}} \left(\frac{r^2 - 1}{2} - \bar{c}_{u_2} \ln \bar{r} \right), \quad (3)$$

где

$$\bar{c}_{r_2} = \frac{c_{r_2}}{u_2}; \quad \bar{c}_{u_2} = \frac{c_{u_2}}{u_2}; \quad \bar{r} = \frac{r}{r_2}.$$

Для линии тока, натекающей на лопатку колеса,

$$\theta_{\text{вх}} = \frac{1}{c_{r_1}} \left(\frac{r^2 - 1}{2} - \bar{c}_{u_1} \ln \bar{r} \right), \quad (4)$$

где

$$\bar{c}_{r_1} = \frac{c_{r_1}}{u_1}; \quad \bar{c}_{u_1} = \frac{c_{u_1}}{u_1}; \quad \bar{r} = \frac{r}{r_1}.$$

Для построения линий тока по формулам (3), (4) необходимо знать значения \bar{c}_{u_2} и \bar{c}_{u_1} , которые зависят от условий работы колеса.

Для колеса с прямыми радиальными лопатками

$$\bar{c}_{u_2} = 1 - \frac{w_{u_2}}{u_2} = 1 - \bar{c}_{r_2} \operatorname{ctg} \beta_2; \quad (5)$$

для колеса с назад загнутыми лопатками

$$\bar{c}_{u_2} = \mu (1 - \bar{c}_{r_2} \operatorname{ctg} \beta_{\lambda_2}), \quad (6)$$

где β_2 — угол выхода потока; β_{λ_2} — выходной угол лопатки.

Значение \bar{c}_{u_1} определяется заданной на входе закруткой потока и относительным вихрем, влияние которого на \bar{c}_{u_1} , как показано в [1], незначительно.

Решение уравнения (1) с использованием условий (3), (4) может быть осуществлено последовательными приближениями, с уточнением коэффициентов \bar{c}_{u_2} и \bar{c}_{u_1} в ходе расчета. В первом приближении можно принять $\mu=1$ и \bar{c}_{u_1} равной закрутке невозмущенного потока.

Практика расчетов на электроинтеграторе ЭИ-12 показывает, что сходимость по коэффициенту μ наступает после 3—4 приближений. Некоторые примеры расчета и сравнение с имеющимися данными В. Кухарского, А. Буземана и других авторов [4] приведены в [1]. Расхождения в коэффициентах μ при $z_k = 8 \div 25$ в пределах 1—2%. Для оценки метода был выполнен ряд расчетов для области, состоящей из двух каналов решетки $z_k = 16$ и для всей решетки $z_k = 4$ (рис. 1). В первом случае линии тока для крайних лопаток и значения функции тока определялись последовательными приближениями методом, описанным выше; линия тока, сходящая с промежуточной лопатки $\psi = 0,5$, найдена после окончательного расчета по значениям функции тока внутри области. Протекание найденной линии тока практически не отличается от полученных расчетом по формуле (3).

Решение для всей области решетки $z_k = 4$ определено на электроинтеграторе сложением отдельных решений: уравнения Пуассона при нулевых граничных условиях на границе области, взятой в виде окружности $r = 1,5r_2$, и на лопатках; уравнений Лапласа, определяющих циркуляционный поток и расходный поток от источника в начале координат (бесциркуляционный поток). Для сравнения был выполнен расчет для одного канала этой области изложенным методом при значении $\bar{c}_{r_2} = 0,6$, принятым ранее в расчете этой решетки. Значение функций тока внутри области и протекание потока практически совпадают в обоих случаях. Коэффициент

циркуляции при расчете всей области решетки $\mu = 0,49$, при расчете одного канала $\mu = 0,485$. Значение коэффициента μ , по данным В. Кухарского и Т. С. Соломаховой, для решетки $z_k = 4$ $\mu = 0,63$, по приближенной формуле Б. Экка $\mu = 0,52$ [2]. Расхождение в значениях μ объясняется, возможно, влиянием коэффициента расхода \bar{c}_{r_2} .

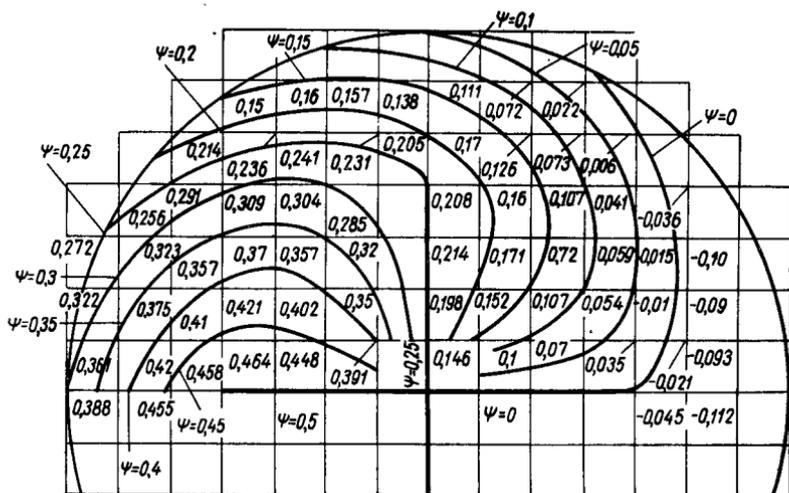


Рис. 1. Сложение течений в области решетки $z_k = 4$ при $\bar{c}_{r_2} = 0,6$.

На рис. 2 показана зависимость коэффициента циркуляции от расхода при $z_k = 4$ и 16. Как видно из рис. 2, коэффициент циркуляции μ уменьшается с увеличением расхода, что подтверждается известными опытами П. К. Казандждана и других авторов. Объяснение причин уменьшения μ при увеличении расхода можно найти в формуле (5). Как следует из (5), μ уменьшается с увеличением \bar{c}_{r_2} . Правда, это уменьшение происходит не пропорционально \bar{c}_{r_2} из-за роста угла выхода потока β_2 и поэтому падение μ при увеличении расхода сравнительно небольшое.

На рис. 3 показано распределение относительной скорости на лопатках колеса $z_k = 16$ при различных расходах ($u_2 = 375$ м/сек). Как видно, наиболее благоприятное протекание эпюры скорости имеется при $0,15 < \bar{c}_{r_2} < 0,3$. При $\bar{c}_{r_2} > 0,3$ наблюдается резкое падение скорости как на всасывающей, так и на напорной стороне лопатки, что может привести к отрыву потока на обеих сторонах. При малом значении \bar{c}_{r_2} изменение скорости на всасывающей стороне лопатки сравнительно благоприятное, так как поток отнесен к этой стороне лопатки, однако у напорной стороны развивается вихревая зона, занимающая значительную область всего канала. Вследствие этого на напорной стороне лопатки скорость имеет отрицательную величину.

Ряд расчетов выполнен для круговой решетки, лопатки которой образованы логарифмическими спиралями. Такие решетки рассчитаны в [2]. На рис. 2 показано изменение μ в зависимости от коэффициента расхода для решетки $z_k = 12$ при $\beta_{n_2} = \frac{2\pi}{9}$, а также изменение μ , рассчитанное по данным [2]. Как видно, имеет место до-

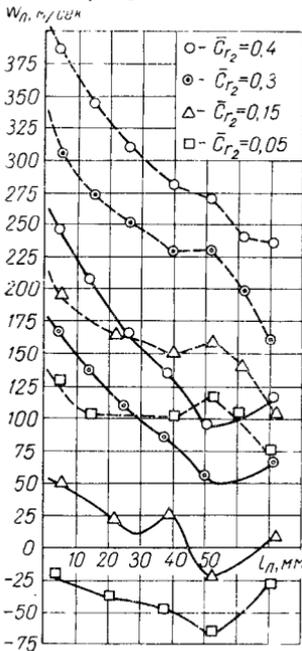


Рис. 3. Распределение относительной скорости на лопатке при разных расходах. Сплошной линией обозначена напорная сторона, пунктиром — всасывающая.

вольно удовлетворительное совпадение полученных значений коэффициента циркуляции с данными точного расчета. Рис. 2 наглядно показывает падение коэффициента циркуляции, особенно резкое при больших расходах.

Недостатками расчета потока на электронтеграторе в физической области решетки являются различные расстояния близграницных точек сетки до границы области, определяемой лопатками, и вследствие этого различная точность определения скорости на лопатке. Расчет в плоскости конформного отображения, если удастся профиль лопатки отобразить в прямую линию, исключает указанный недостаток.

Рассмотрим расчет одного канала круговой решетки радиальных пластин в плоскости

$$\zeta = \ln z, \quad (7)$$

где $z = re^{i\theta}$; $\zeta = x + iy$.

Отсюда

$$x = \ln r; \quad y = \theta. \quad (8)$$

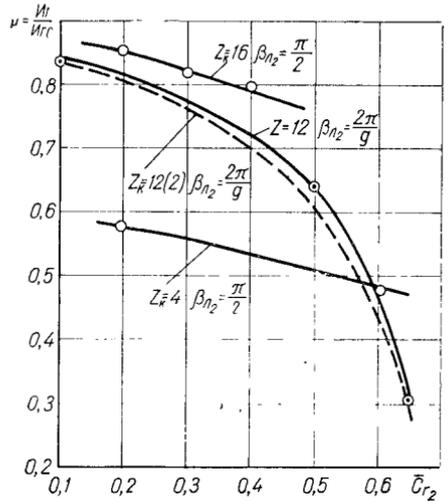


Рис. 2. График зависимости коэффициента циркуляции от расхода.

Таким образом, в плоскости z имеем прямую решетку пластин длиной $\ln \frac{r_2}{r_1}$ и шагом $\frac{2\pi}{z_k}$.

Дифференциальное уравнение (1) в физической плоскости в цилиндрических координатах r, θ имеет вид

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} = - \frac{z_k}{\pi r_2^2 c_{r_2}}. \quad (9)$$

Так как при конформном отображении справедливо

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial r}; \quad \frac{\partial \psi}{\partial \theta} = \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial \theta} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \left(\frac{\partial x}{\partial r} \right)^2 + \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 x}{\partial r^2}; \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} = \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \left(\frac{\partial y}{\partial \theta} \right)^2 + \\ + \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial \theta^2}, \end{aligned} \quad (11)$$

уравнение (9) в плоскости комплексного переменного преобразуется

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = - \frac{z_k \bar{r}^2}{\pi c_{r_2}}, \quad (12)$$

где $\bar{r} = \frac{r}{r_2}$.

Как видно, правая часть уравнения (12) переменна и пропорциональна \bar{r}^2 .

Преобразование уравнений (3) и (4) осуществляется при помощи (8):

$$y_{\text{вых}} = \frac{1}{c_{r_2}} \left[\frac{t^{2(x-x_2)} - 1}{2} - \bar{c}_{u_2} (x - x_2) \right]; \quad (13)$$

$$y_{\text{вх}} = \frac{1}{c_{r_1}} \left[\frac{t^{2(x-x_1)} - 1}{2} - \bar{c}_{u_1} (x - x_1) \right]. \quad (14)$$

Составляющие скорости потока определяются из (10)

$$w_u = - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial x}; \quad w_r = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial y}. \quad (15)$$

Для примера был рассчитан один канал решетки $z_k = 16$, $c_{r_2} = 0,2$ при заданном коэффициенте циркуляции $\mu = 0,86$. Результаты сравнения эпюр распределения скорости по лопатке, полученных расчетом в физической плоскости и в плоскости комплексного, практически совпадают.

При рассмотрении течения в меридиональном сечении следует учитывать влияние лопаток. В последнем случае поток в меридиональном сечении может иметь вихревой характер.

Уравнение для функции тока в меридиональном сечении с учетом влияния лопаток записывается в виде [1]

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) = \frac{z_k(\omega_{вс} - \omega_n)}{2} (\cos \alpha \operatorname{stg} \theta + \sin \alpha \operatorname{ctg} \gamma), \quad (16)$$

где α — угол наклона линии тока в меридиональном сечении; γ , θ — углы лопаток соответственно в плоскостях параллельной и перпендикулярной оси вращения; $\omega_{вс}$, ω_n — относительные скорости соответственно на всасывающей и напорной стороне лопатки.

Составляющие скорости в меридиональном сечении определяются как

$$\omega_z = -\frac{z_k}{2\pi r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r}; \quad \omega_r = -\frac{z_k}{2\pi r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial z}. \quad (17)$$

Таким образом, для расчета потока в меридиональном сечении необходимо знать распределение нагрузки на лопатке, которое может быть предварительно получено расчетом течения в межлопаточном канале.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коршин И. М. Исследование течения в колесе центробежного компрессора и его взаимодействия с потоком в диффузоре. Автореферат диссертации. Казань, 1967.
2. Соломахова Т. С. Расчет аэродинамических характеристик вращающихся круговых решеток профилей, очерченных по логарифмическим спиральям. Сб. «Промышленная аэродинамика». Вып. 28. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
3. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
4. Aerodynamics of Turbines and Compressors. Editor. Howthorne W. R. New Jersey, Princeton, 1964.

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ
КОТЛОТУРБИННЫЙ ИНСТИТУТ им. И. И. ПОЛЗУНОВА

М. Т. Столярский, канд. техн. наук

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

За последние годы значительно расширился диапазон лопаточных углов в колесах центробежных компрессоров. Установлено, что входные углы $\beta_{л1}$ в ряде случаев целесообразно принимать увеличенными до $40-50^\circ$, а выходные углы $\beta_{л2}$ в зависимости от назначения ступени выбирать в пределах от 20 до 90° [1—3].

Изменение как входного, так и выходного угла оказывает влияние на геометрию лопаток и межлопаточных каналов в целом и приводит к изменениям характеристик колеса. В частности, меняется положение оптимума кривой к.п.д. В связи с этим возникает

вопрос о правильном определении оптимального режима при расчетах колес.

Значение коэффициента расхода, соответствующего максимуму к.п.д. колеса, обычно связывается с величиной входного лопаточного угла. Наиболее сильно изменение расхода влияет на так называемые «ударные» потери. Поэтому считают, что направление относительной скорости потока должно совпадать или быть близким к направлению входной кромки колеса, определяемому углом $\beta_{л1}$.

Направление относительной скорости ω_1 может быть определено как с учетом, так и без учета стеснения потока лопатками на входе. Первый способ представляется более правильным с физической точки зрения. В этом случае имеем

$$\operatorname{tg} \beta'_{1\text{опт}} = \frac{c'_{1\text{опт}}}{u_1} = \frac{Q_{1\text{опт}}}{\pi D_1 b_1 \tau_1 u_1} = \frac{\varphi_{0\text{опт}} F_0}{\pi D_1 b_1 \tau_1 \frac{D_1}{D_2}} \dots \quad (1)$$

Угол атаки на оптимальном режиме составит

$$i_{\text{опт}} = \beta_{л1} - \beta'_{1\text{опт}} \dots \quad (2)$$

При расчете колес компрессорного типа с обычными углами входа ($\beta_{л1} \approx 30^\circ$) принимают угол атаки близким к нулю. При этом наблюдается довольно хорошее совпадение между расчетным и действительным значениями оптимального расхода. При переходе к колесам с увеличенным углом входа оказывается, что оптимум их лежит в области значительных положительных углов атаки. В высоконапорных колесах ($\beta_{л2} = 65-90^\circ$) оптимум смещается в область отрицательных углов атаки, а при увеличенных значениях $\beta_{л1}$ соответствует значениям $i_{\text{опт}}$, близким к нулю.

Сказанное иллюстрируется данными таблицы, где в графе 10 представлены значения $i_{\text{опт}}$, подсчитанные по формулам (1) и (2) для колес с различными углами входа и выхода. Значения $\varphi_{0\text{опт}}$ определялись из опытных характеристик этих колес. Как видно из таблицы, значения $i_{\text{опт}}$ меняются не только в зависимости от угла входа, но также и от величин выходного угла. Это обстоятельство затрудняет их систематизацию для целей проектирования новых колес.

Однако оптимальные значения углов атаки на входе могут быть систематизированы в лучшей степени, если их определение производить не по одному точечному значению лопаточного угла $\beta_{л1}$, соответствующему входной кромке лопатки, а учитывать в какой-то мере и остальную геометрию лопатки и канала. Такой подход объясняется тем, что при взаимодействии набегающего потока с рабочей лопаткой имеет значение не только угол в начальной точке, а и направление всего входного участка лопатки (некоторой конечной длины). Нетрудно убедиться, что при одном и том же значении угла $\beta_{л1}$ направление входного участка лопатки будет существенно отличаться в зависимости от величины угла $\beta_{л2}$ и наоборот. Это

Конструктивные параметры колес и углы атаки на оптимальном режиме

Индекс колеса	$\beta_{Л1}$	$\beta_{Л2}$	z	$\frac{D_1}{D_2}$	$\frac{b_1}{D_2}$	$\frac{b_2}{D_2}$	$\varphi_{0\text{опт}}$	$\beta'_{1\text{опт}}$	$i_{\text{опт}} = \beta_{Л1} - \beta'_{1\text{опт}}$	$\frac{r_{\text{ВХ}}}{r_2}$	$\beta_{Л\text{ВХ}}$	$i_{\text{оптВХ}} = \beta_{Л\text{ВХ}} - \beta'_{1\text{опт}}$
К-29-31	29°	31°	11	0,5	0,092	0,054	0,225	30°06'	-1°	0,56	32°18'	+2°12'
К-25-38	25°	38°	9	0,5	0,100	0,060	0,19	24°00'	+1°	0,565	26°48'	+2°48'
К-33-48	33°	48°	13	0,5	0,100	0,060	0,29	34°30'	-1°30'	0,555	37°42'	+3°12'
К-33-65	33°	65°	14	0,5	0,100	0,060	0,32	37°24'	-4°24'	0,55	40°18'	+2°54'
К-35-90	35°	90°	14	0,5	0,100	0,060	0,39	42°42'	-7°42'	0,55	46°06'	+3°24'
К-43-38	43°	38°	11	0,5	0,100	0,060	0,31	35°06'	+8°	0,57	44°18'	+9°12'
К-48-48	48°	48°	14	0,5	0,100	0,060	0,385	41°30'	+6°30'	0,555	49°30'	+8°00'
К-45-69	45°	69°30'	14	0,5	0,100	0,060	0,415	43°48'	+1°12'	0,555	50°24'	+6°36'
К-50-38	50°	38°	12	0,5	0,100	0,060	0,355	38°48'	+11°	0,565	47°54'	+9°06'
К-56-38	56°	38°	12	0,5	0,100	0,060	0,39	41°12'	+15°	0,56	53°00'	+11°48'

подтверждают графики, представленные на рис. 1, которые показывают изменение лопаточного угла $\beta_{л}$ вдоль радиуса для колес с лопатками, очерченными дугой круга. Относительный радиус входного участка $\bar{r} = \frac{r_1}{r_2} = 0,5$.

Если считать, например, что входной участок лопатки ограничен относительными радиусами $\bar{r} = 0,5$ и $0,6$, а его среднее направление соответствует значению $\beta_{л}$ на $\bar{r} = 0,55$ (обозначим этот угол $\beta_{л_{вх}}$) то для случая $\beta_{л_1} = 30^\circ$ среднее направление входного участка будет характеризоваться углами $\beta_{л_{вх}} = 33, 35, 38$ и 43° — в зависимости от величины выходного угла. Для случая $\beta_{л_1} = 45^\circ$ значения среднего угла входного участка составят $\beta_{л_{вх}} = 45^\circ 30', 47, 49$ и 54° .

Анализ приведенных графиков показывает, что средний лопаточный угол входного участка сравнительно мало отличается от угла $\beta_{л_1}$ в начальной точке лопатки, если выходной угол $\beta_{л_2}$ имеет умеренные значения (особенно при увеличенных $\beta_{л_1}$). При больших значениях угла $\beta_{л_2}$ средний угол входного участка даже на небольшой длине значительно отличается от угла $\beta_{л_1}$. Это обстоятельство не может не отразиться на действительном значении оптимального угла натекания потока.

При использовании понятия среднего угла входной части лопатки для определения оптимальных углов атаки возникает вопрос о границах входного участка. Очевидно, что длина его должна зависеть от густоты решетки колеса (числа лопаток).

Примем в качестве длины такого участка отрезок ab , отсекаемый от начала лопатки перпендикуляром cb , опущенным из входной точки соседней лопатки (рис. 2). За средний угол будем считать значение лопаточного угла $\beta_{л}$ в точке d , делящей отрезок ab пополам. Точке d соответствует радиус, который обозначим $r_{вх}$. Величина его может быть с достаточной точностью определена из простого выражения.

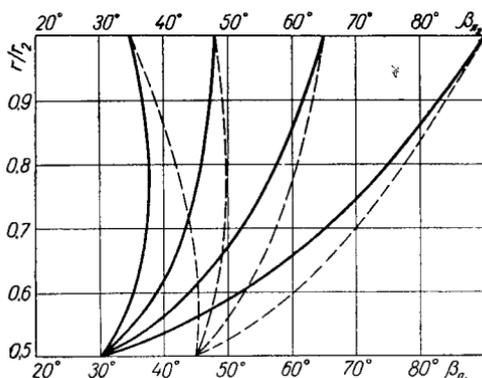


Рис. 1. Изменение лопаточного угла вдоль радиуса колеса с входным углом $\beta_{л_1}$. Сплошной линией обозначены колеса $\beta_{л_1} = 30^\circ$ ($\beta_{л_2} = 35, 48, 65$ и 90°), колеса с входным углом $\beta_{л_1} = 45^\circ$; пунктиром — с $\beta_{л_1} = 45^\circ$. Выходные углы — те же.

$$\begin{aligned} r_{вх} &= r_1 + \frac{1}{2} be = r_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi r_1}{z} \cos \beta_{л_1} \sin \beta_{л_1} = \\ &= r_1 \left(1 + \frac{\pi}{2z} \sin 2\beta_{л_1} \right) \dots \end{aligned} \quad (E)$$

После подсчета величины $r_{\text{вх}}$ угол $\beta_{\text{лвх}}$ может быть определен для лопаток, очерченных дугами круга, по обычной формуле

$$\cos \beta_{\text{лвх}} = \frac{r_{\text{вх}}^2 + R^2 - R_0^2}{2 r_{\text{вх}} \cdot R} \dots \quad (4)$$

Здесь R и R_0 соответственно радиусы дуги лопатки и окружности центров, которые предполагаются известными. Если же лопатки

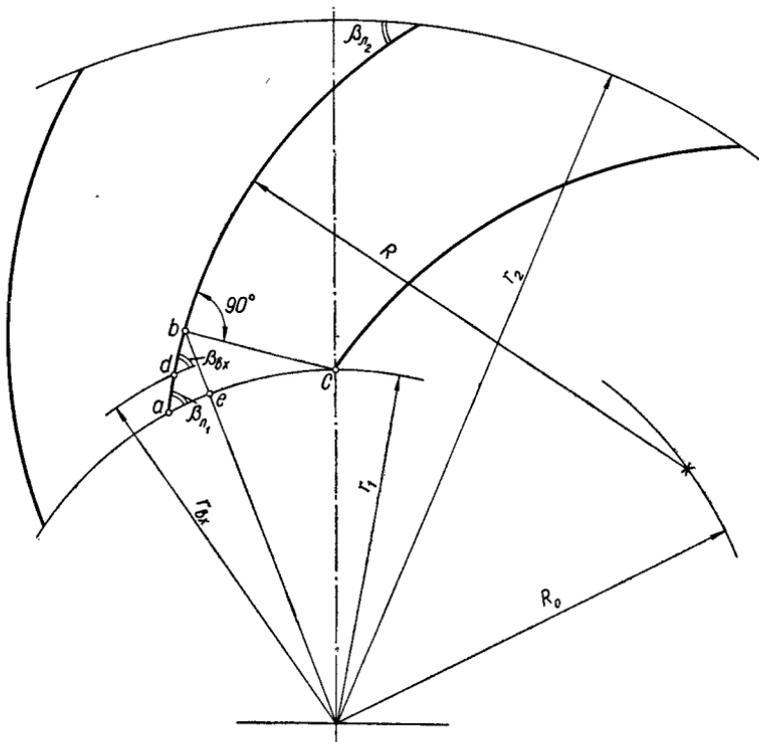


Рис. 2. Схема определения входного участка лопаток колеса.

колеса очерчены одним радиусом, то угол $\beta_{\text{лвх}}$ может быть найден из соотношения

$$\cos \beta_{\text{лвх}} = \left[(1 - B) \cos \beta_{\text{л2}} + B \frac{r_1}{r_2} \cos \beta_{\text{л1}} \right] \frac{1}{\frac{r_{\text{вх}}}{r_2}} \dots \quad (5)$$

$$\text{где } B = \frac{1 - \left(\frac{r_{\text{вх}}}{r_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}.$$

В выражение (5) значения R и R_0 не входят.

Угол атаки на оптимальном режиме при подсчете по среднему углу входного участка лопатки составит

$$i_{\text{оптвх}} = \beta_{\text{лвх}} - \beta'_{\text{1опт}} \cdot \dots \quad (6)$$

Значения, которые принимают эти углы для колес, представлены в таблице.

В графах 11 и 12 (см. таблицу) приведены значения $\frac{r_{\text{вх}}}{r_2}$ и $\beta_{\text{лвх}}$ подсчитанные по формулам (3) и (4) или (5). В графе 13 представлены значения углов атаки для оптимальных режимов, определенные по формуле (6), — по среднему углу входного участка $\beta_{\text{лвх}}$. Как видно из таблицы, в этом случае значения $i_{\text{оптвх}}$ подчиняются более определенной закономерности. Они зависят главным образом от величины входного угла лопатки $\beta_{\text{л1}}$, и почти не зависят от величины выходного угла $\beta_{\text{л2}}$. Для всех колес с обычными значениями угла входа ($\beta_{\text{л1}} = 30-35^\circ$) угол атаки, определяемый по входному участку, на оптимальном режиме составляет $i_{\text{оптвх}} = 2 \div 3^\circ$. Для колес с увеличенными значениями входного угла ($\beta_{\text{л1}} = 40-48^\circ$) $i_{\text{оптвх}} = 6-8^\circ$; для колес с еще большими значениями $\beta_{\text{л1}} = 50-56^\circ$ $i_{\text{оптвх}} = 9-11^\circ$.

Полученные значения $i_{\text{оптвх}}$ могут быть распространены и рекомендованы для колес, близких по своим конструктивным и аэродинамическим признакам к рассмотренным в данном исследовании. Все рассмотренные колеса имели одноярусную решетку с умеренной густотой $\left(\frac{t_{\text{п}}}{l} = 2,0-2,2\right)$, близкие к оптимальным значениям относительной ширины на входе и выходе. При расчетах колес такого типа можно рекомендовать пользоваться значениями оптимальных углов атаки, определяемыми по среднему углу входного участка с помощью формул (3) — (6). Для колес с обычными значениями угла входа следует принимать $i_{\text{оптвх}} = 2-3^\circ$; для колес $\beta_{\text{л1}} = 40-48^\circ$ $i_{\text{оптвх}} = 6-8^\circ$; для колес с $\beta_{\text{л1}} = 50-60^\circ$ — $i_{\text{оптвх}} = 9-11^\circ$.

Особенно актуально применение указанной методики к колесам с большими выходными углами, для которых имеет место наибольшая разница в значениях $i_{\text{опт}}$, определенных по углам $\beta_{\text{л1}}$ и $\beta_{\text{л2}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М., изд-во «Машиностроение», 1964.
2. Столярский М. Т. Характеристики центробежных компрессорных колес различным углом входа. «Энергомашиностроение», 1966, № 9.
3. Данилов А. А. Влияние входного угла лопаток на эффективность рабочего колеса центробежного компрессора. Труды ЛПИ, № 264. Л., 1966.

Л. В. Кочетков, инженер

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ НА ВХОДЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Течение воздуха в колесе центробежного компрессора характеризуется рядом газодинамических параметров. К ним относятся скорости и углы потока на входе и выходе, коэффициенты диффузорности колеса по меридиональным и относительным скоростям

$K_d = \frac{c_{2m}}{c_{1m}}$, $K_d' = \frac{w_2}{w_1}$, угол атаки на входе в колесо, число Re и некоторые другие.

Анализируя изменение перечисленных величин на нерасчетном режиме и сравнивая их с изменением к.п.д. колеса, можно показать, что решающее влияние на форму характеристик имеют два параметра:

число $\tilde{\lambda}_1$ на входе в колесо в относительном движении

$$\tilde{\lambda}_1 = \sqrt{\frac{\lambda_{1m}^2 + \lambda_{1\omega}^2}{1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_{1\omega}^2}}$$

и угол атаки на входе в колесо

$$i_1 = \beta_{1л} - \operatorname{arctg} \frac{\lambda_{1m}}{\lambda_{1\omega}}.$$

Здесь $\lambda_{1m} = \frac{c_{1m}}{a_{1кр}}$; $\lambda_{1\omega} = \frac{u_1}{a_{1кр}}$;

c_{1m} — расходная составляющая скоростного потока; $a_{1кр}$ — критическая скорость звука на входе в колесо; u_1 — окружная скорость потока на входе в колесо; $\beta_{1л}$ — входной угол лопатки колеса; ω — угловая скорость.

Для центробежных колес осерадиального типа, в которых имеет место весьма существенное изменение скоростей и углов на входе в колесо по радиусу, в качестве характерных величин можно рассматривать число $\tilde{\lambda}_1$ и угол атаки i_1 на периферии входа. Анализ производится по средним параметрам, т. е. в одномерной постановке задачи. Что касается других газодинамических параметров, то незначительное их изменение при монотонном, в основном, характере позволяет считать их влияние второстепенным, несущественным.

Таким образом, можно полагать, что работа колеса на нерасчетном режиме и форма его характеристик определяется, в основном, условиями на входе.

Влияние относительной скорости и угла атаки на входе в колесо проявляется неодинаково. Расчеты показывают, что изменение числа $\tilde{\lambda}_1$ по расходу и оборотам колеса является монотонным и не может объяснить наличие восходящей и ниспадающей ветвей на характеристиках, но хорошо объясняет падение максимального значения к.п.д. при увеличении оборотов. Изменение угла атаки, напротив, носит такой характер, что наибольшие по абсолютной величине углы атаки соответствуют концам характеристик.

Следует сказать, что влияние угла атаки на характеристики колеса не является универсальным параметром. Для рабочего колеса осерадиального типа, ввиду существенного изменения угла атаки по высоте лопатки, местное значение его (на среднем радиусе или на периферии) не может однозначно определять работу колеса. Очевидно, критерием должен быть некоторый интегральный параметр, учитывающий условия на входе в колесо в целом. Такой интегральный параметр может быть выведен из анализа уравнения неразрывности, записанного для двух сечений: сечения входных кромок лопаток и сечения горла межлопаточного канала

$$\lambda_r = \tilde{\lambda}_1 \frac{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \tilde{\lambda}_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}} k_G / \sigma_r}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_r^2\right)^{\frac{1}{k-1}} F_r / F_{ном}}$$

где λ_r — число, характеризующее скорость в горле межлопаточного канала; k_G — коэффициент толщины слоя вытеснения; σ — коэффициент восстановления полного давления на участке от входа до горла.

В уравнение входит величина $F_r / F_{ном}$ — отношение площади горла к площади потока на входе, которая определяет характер течения во входном косом срезе колеса. Несмотря на изменение коэффициента σ_r и влияние сжимаемости, можно утверждать, что при каком-то вполне определенном отношении $F_r / F_{ном}$ течение на рассматриваемом отрезке происходит с постоянной скоростью; с увеличением этого отношения течение становится диффузорным, а с уменьшением — конфузорным. Расчеты показывают, что для малоразмерного высоконапорного колеса течение с постоянной скоростью на входе имеет место при условии $F_r / F_{ном} \approx 1,1$.

Характер течения в косом срезе колеса и величина скорости в горле межлопаточного канала, естественно, оказывают влияние на уровень потерь в колесе. Как чрезмерное увеличение, так и уменьшение указанного отношения приводит к росту потерь и в дальнейшем либо к запираанию входного сечения колеса, либо к помпажным явлениям. Следовательно, вид характеристик колеса может быть объясним влиянием изменения характера течения в косом срезе при изменении расхода воздуха.

Величина отношения площади горла к площади потока на входе находится в прямой зависимости от угла атаки. Связь между этими параметрами может быть легко установлена для каждого радиуса на входе в колесо

$$d_r/d_{1ном} = \varepsilon (\cos i + \sin i \cdot \operatorname{ctg} \beta_1),$$

где $d_r/d_{1ном}$ — отношение соответствующих единичных площадей на данном радиусе; i — местное значение угла атаки; $\varepsilon = 1 - \frac{\partial_1 z_k}{2\pi r}$ — коэффициент стеснения.

Таким образом, отношение $F_r/F_{1ном}$ является функцией трех величин: угла атаки (точнее, поля углов атаки), угла потока на входе и коэффициента стеснения потока лопатки или толщины лопаток. Следовательно, введенный параметр более полно учитывает условия течения на входе в колесо.

Это не означает, однако, что угол атаки должен быть исключен из числа параметров, влияющих на работу колеса компрессора. Суть процессов на входе в колесо, видимо, определяется совместным влиянием отношения $F_r/F_{1ном}$ и углов атаки. Тем не менее для решения целого ряда вопросов использование отношения площади горла к площади потока на входе оказывается более выгодным. Следует отметить, что подобный метод и раньше применялся при исследовании явлений в проточной части компрессора.

Работа лопаточного диффузора в значительной степени определяется величиной диффузорности косога среза, которая представляет собой отношение площади горла к площади потока перед диффузором [1]. Подобное отношение применялось для исследования пропускной способности рабочих колес [2].

Универсальность параметра $F_r/F_{ном}$ была подтверждена при исследовании оптимальных режимов центробежных колес (таблица) в лаборатории компрессоров НАМИ. Испытания проводились на высоких окружных скоростях в диапазоне от 370 до 430 м/сек. Расход воздуха на оптимальных режимах изменялся от 1,85 до 0,75 кг/сек, число λ_1 достигало 0,8 на среднем радиусе входа и 0,95 — на периферии.

В результате обработки результатов испытаний была получена зависимость оптимального отношения $F_r/F_{1ном}$ от средней приведенной скорости на входе.

Площадь горла колеса подсчитывалась согласно выражению

$$F_r = \frac{\pi(D_1 - D_0)}{4} (D_1 \varepsilon_1 \sin \beta_{1л} + D_0 \varepsilon_0 \sin \beta_{0л}).$$

Площадь потока на входе определялась из расчета треугольников скоростей на оптимальном режиме

$$F_{1ном} = \frac{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_0^2)}{\sqrt{1 + (\lambda_{1в} / \lambda_{1м})^2}}.$$

Основные геометрические размеры испытанных колес

Площадь горла F_r , мм	Диаметр, мм			Угол лопатки $\beta_{1л}$		Коэффициент загромождения средний $\epsilon_{ср}$	Число лопаток z_k
	наружный колеса	периферии	втулки	на периферии входа	у втулки		
7390	210	138	55	35°	60°20'	0,88	25
5750	202	126	60	36°	56°45'	0,90	24
5400	202	126	60	33°	53°45'	0,91	24
5300	202	126	60	30°25'	51°	0,93	24
5180	202	126	60	33°30'	43°25'	0,90	24
5050	202	126	60	36°	39°30'	0,87	24
4940	202	122	60	31°15'	51°	0,93	24
4330	202	115	60	32°45'	51°	0,92	24
4100	202	115	60	30°	47°50'	0,92	24
4070	202	112	60	33°30'	51°	0,91	24
3550	184	113	61	30°30'	47°30'	0,84	19

Как показала практика НАМИ, введение величины $F_r/F_{1ном}$ в расчетную схему при проектировании колеса центробежного компрессора позволяет уверенно обеспечивать равенство расчетного и оптимального расхода воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. Н. Исследование канального лопаточного диффузора центробежного компрессора при переменных режимах. Труды ЛПИ им. Калинина, № 247. Л., 1965.
2. Шпитальников К. Ф. Графоаналитические способы определения параметров воздуха в центробежной ступени компрессора. М., Машгиз, 1961.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И. КАЛИНИНА

**Ю. Б. Галеркин, А. С. Нуждин, кандидаты техн. наук,
К. П. Селезнев, докт. техн. наук**

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПРОФИЛЯ БЕЗЛОПАТОЧНОГО ДИФFUЗОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

В эксплуатационных условиях очень часто один и тот же центробежный компрессор работает на разных режимах по производительности и давлению. Особенно это относится к компрессорам общего промышленного назначения, подающим воздух для работы пневмомашин и пневмоинструмента и других заводских нужд. Много специальных компрессоров используются в химии, металлургии и других отраслях народного хозяйства в технологических циклах с переменным давлением или производительностью, например, компрессоры, подающие кислород в конвертеры. Во всех этих случаях практически не используются те совершенные пока-

затели работы компрессора, которые он имеет на расчетном режиме.

Для повышения эффективности работы компрессора в широкой зоне расходов можно идти двумя путями: либо путем применения в конструкции регулирующих элементов, как-то: поворотных лопаток перед входом в колесо, поворотных лопаток диффузора, безлопаточного участка переменной ширины перед лопаточным диффузором, либо путем проектирования компрессора из таких элементов ступени, каждый из которых имеет широкую зону экономичной работы. Последний путь наиболее прост и надежен.

Экспериментальные исследования показали возможность эффективной работы различных типов колес в довольно широком диапазоне расходов при к.п.д., близких к максимальному. Обычно значительная часть потерь на нерасчетных режимах имеет место в неподвижных элементах ступени, в основном, в диффузорах, что сужает зону экономичной работы ступени в целом. Как показано в работе [1], наиболее пологую характеристику к.п.д. и широкую зону устойчивой работы имеют ступени с безлопаточными диффузорами. Причем преимущество их в этом смысле перед малоканальными и лопаточными диффузорами тем больше, чем выше напор ступени, т. е. чем выше окружная скорость и угол установки лопаток на наружном диаметре колеса $\beta_{л_2}$.

Кроме того, ступени с безлопаточным диффузором имеют и другие преимущества: их изготовление проще и дешевле, не приходится опасаться износа направляющих лопаток диффузора при эксплуатации, почти равномерное распределение давлений за рабочим колесом способствует уменьшению усилия на ротор и повышению динамической прочности ротора, более устойчива работа при высоких числах M из-за отсутствия скачков уплотнения в диффузоре. Однако ступени с безлопаточным диффузором имеют существенный недостаток, который ограничивает их широкое применение: максимальный к.п.д. таких ступеней на 3—4% меньше, чем ступеней с лопаточными диффузорами. Это связано, главным образом, с тем, что режим максимального к.п.д. диффузора смещен от оптимального режима колеса.

Учитывая потребность народного хозяйства в компрессорах с широкой зоной экономичной работы, на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института им. Калинина в последние годы были проведены научно-исследовательские работы, направленные на создание эффективных ступеней с безлопаточным диффузором, которые по широте зоны не уступали бы ныне применяемым, а по уровню к.п.д. — превосходили бы их.

Детальное исследование обычно применяемых безлопаточных диффузоров постоянной ширины, равной ширине колеса на выходе b_2 , при натуральных окружных скоростях $u_2 = 280$ м/сек показывает, что поток, входящий в диффузор, неравномерен по ширине. При режимах малого расхода у одной стенки радикальная составляющая абсолютной скорости максимальна, у другой имеются обрат-

ные радиальные токи из диффузора, неоднородность в распределении угла потока α по ширине составляет около 30° . Большая неравномерность распределения скорости c_r по ширине продолжает оставаться и при режимах работы, близких к оптимальному. Более равномерно при всех режимах работы, кроме режимов, соответствующих максимальному расходу, распределена по ширине безлопаточного диффузора окружная составляющая абсолютной скорости c_u . Кроме того, в связи с тем, что относительная скорость на выходе из колеса ω_2 не равномерна по шагу, входящий в диффузор поток нестационарен.

Несимметричность и нестационарность пространственного потока газа на входе приводит к тому, что несимметричная пространственная картина течения сохраняется на всем протяжении диффузора. При режимах, меньших и даже несколько больших оптимального режима ступени на относительном диаметре $D/D_2 = 1,25 \div 1,35$, возникают зоны обратных радиальных токов. Таким образом, действительная картина течения в безлопаточном диффузоре, установленном за рабочим колесом, существенно отличается от идеальной, полученной при равномерном распределении параметров потока по ширине и окружности [2]. Причем, как показали наши исследования, отличие тем больше, чем больше неравномерность потока, входящего в диффузор.

Зоны больших потерь энергии расположены во входном участке. Это вызвано, во-первых, тем, что скорость потока на входе больше, чем в каком-либо другом месте диффузора, а потому и больше потери трения, и, во-вторых, — потерями смещения струй, выходящих из рабочего колеса с разной скоростью и под разными углами. При малых расходах увеличение потерь вызвано также пристеночными обратными радиальными токами из диффузора. Кроме того, зоны больших потерь сосредоточены у стенок безлопаточного диффузора в интервале $D/D_2 = 1,20 \div 1,40$, т. е. в тех местах, где наблюдаются обратные радиальные токи. На оси диффузора потери энергии значительны, но меньше, чем у стенок.

Если воспользоваться понятием местного к.п.д.

$$\eta_m = \frac{1}{1 - \frac{dp^*}{dp}},$$

характеризующего эффективность преобразования энергии на произвольном радиусе, и проследить за изменением этой величины по длине безлопаточного диффузора (на рис. 1 для диффузора с $b = b_2 = \text{const}$ изменение к.п.д. η_m показано сплошными линиями), то видно, что к.п.д. минимален на входном участке и местах расположения вихревых зон, имеет максимальные значения в интервале $D/D_2 = 1,45 \div 1,7$. При малых a_2 сильное уменьшение к.п.д. в зоне $D/D_2 > 1,7$ вызвано, видимо, сравнительно небольшим приростом статического давления на этом участке при больших потерях тре-

ния. При $\alpha_{2-2} \geq 40^\circ$ к.п.д. продолжает оставаться высоким и при $D/D_2 > 1,7$.

При движении газа в безлопаточном диффузоре окружная составляющая скорости c_u изменяется не по закону $c_u r = \text{const}$. За счет моментов сопротивления момент количества движения все время уменьшается по мере удаления от входа: Уменьшение тем силь-

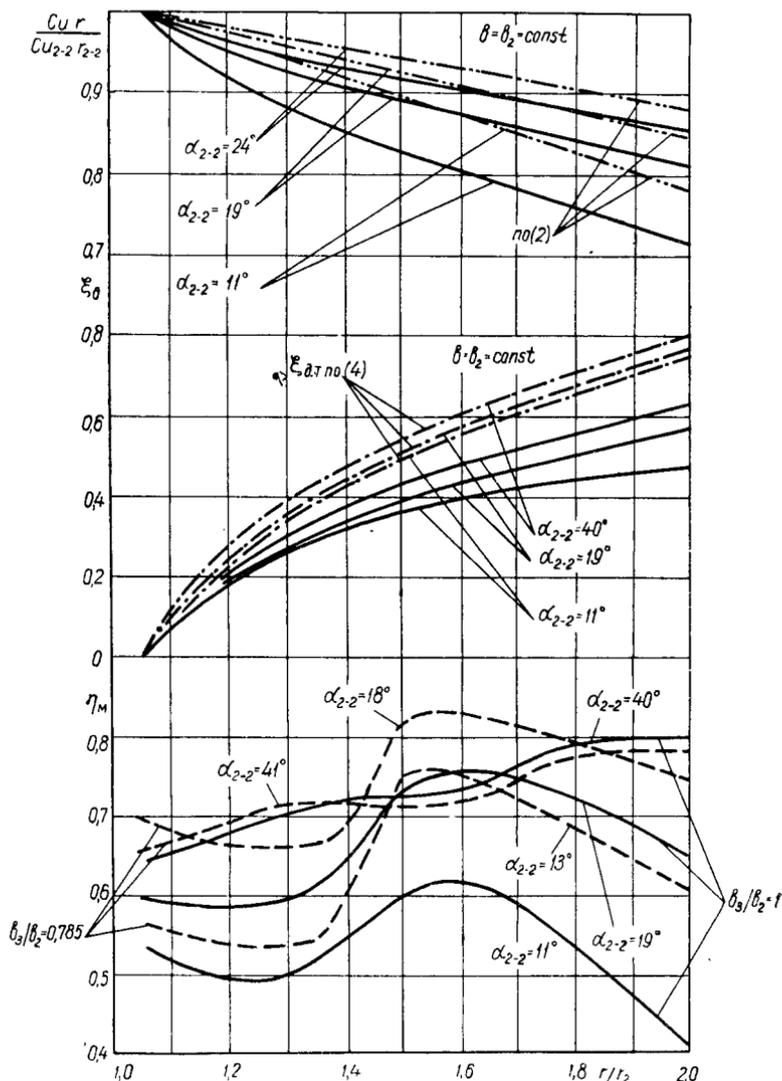


Рис. 1. Изменение местного значения к.п.д. преобразования энергии, циркуляции и коэффициента восстановления по длине безлопаточного диффузора.

нее, чем меньше угол α потока в диффузоре. На рис. 1 сплошными линиями показано изменение $c_u r / (c_u r)_{2-2}$ по опытным данным, осредненным по расходу по ширине диффузора, пунктиром — расчетное изменение $c_u r / (c_u r)_{2-2}$ под действием только моментов трения, определенное по формуле

$$\frac{c_u r}{(c_u r)_{2-2}} = e^{-\frac{\lambda(r-r_{2-2})}{4b \sin \alpha_{cp}}},$$

где r и r_{2-2} — соответственно текущий и начальный радиусы безлопаточного диффузора; $r_{2-2} = 1,05 r_2$; λ — коэффициент трения, определенный по графикам для труб постоянного сечения в зависимости от числа Рейнольдса в безлопаточном диффузоре. $Re = \frac{c_{2-2} b}{\nu}$ и относительной шероховатости; b — ширина диффузора; α_{cp} — среднее значение угла потока на расчетном участке безлопаточного диффузора.

В начале диффузора действительное изменение момента количества движения существенно превышает изменение его под влиянием моментов трения. Это свидетельствует о том, что смешение струй за колесом происходит с уменьшением момента количества движения. В зонах обратных радиальных токов разница между расчетным и действительным изменением момента количества движения продолжает существовать. Только при $D/D_2 > 1,5$ расчетное изменение момента количества движения мало отличается от действительного, здесь основное влияние оказывает момент трения. В связи с убыванием c_u быстрее, чем по закону $c_u r = \text{const}$, при числах $M_{c_{2-2}} = 0,49—0,55$ во всем диапазоне расходов угол α потока, выходящего из диффузора, на $2 \div 4^\circ$ больше входящего.

Течение в безлопаточном диффузоре носит диффузорный характер на всей длине, наибольший прирост статического давления происходит в начале. На рис. 1 сплошными линиями показано изменение коэффициента восстановления диффузора, определенного по экспериментальным данным

$$\xi_d = \frac{h_{ст.д.}}{\frac{c_{2-2}^2}{2}},$$

где $h_{ст.д.}$ — прирост статического давления в диффузоре; пунктиром показано расчетно-теоретическое изменение коэффициента восстановления при условии, что к.п.д. равен 1

$$\xi_{д.т.} = 1 - \left(\frac{r_{2-2}}{r} \right)^2 \left[\cos^2 \alpha_{2-2} + \sin^2 \alpha_{2-2} \left(\frac{b_2}{b} \right)^2 \frac{1}{k_p^2} \right],$$

где $k_p = \rho / \rho_{2-2}$ — отношение плотностей газового потока;

$$k_p \approx \left\{ 1 + \frac{k-1}{2} M_{c_{2-2}}^2 \left[1 - \left(\frac{r_{2-2}}{r} \right)^2 \left(\cos^2 \alpha_{2-2} + \frac{b_2^2}{b^2} \sin^2 \alpha_{2-2} \right) \right] \right\}^{\frac{1}{k-1}}.$$

За счет потерь в давлении преобразовывается только часть кинетической энергии, равная изменению скоростного напора, умноженному на к.п.д., что уменьшает прирост статического давления по сравнению с теоретическим.

Более детальный анализ потерь дает отдельное рассмотрение потерь энергии на входном участке диффузора от $D/D_2=1,05$ до $D/D_2=1,20$ и на основном участке от $D/D_2=1,2$ до $D/D_2=1,65$.

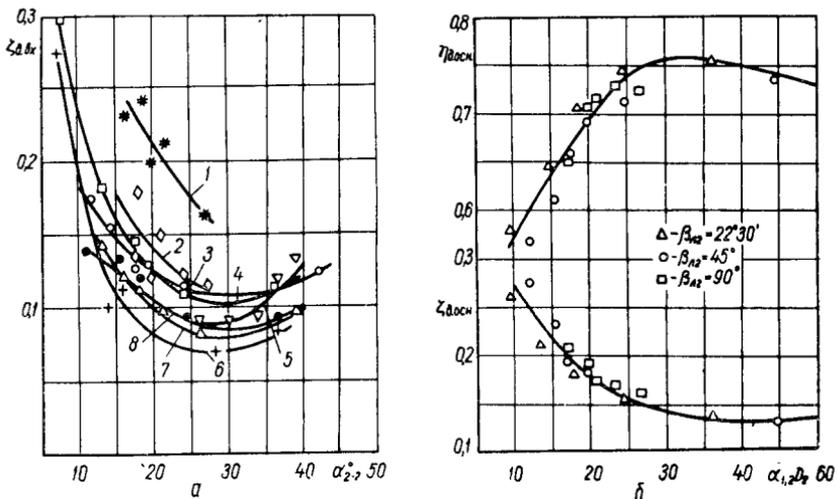


Рис. 2. Характеристики экономичности входной и основной части безлопаточного диффузора:

а — участок $D/D_2=1,05 \div 1,2$; б — участок $D/D_2=1,2 \div 1,65$ диффузора Д-1-А-1 при $b_2/D_2=0,049$:
 1 — $\beta_{л_2}=90^\circ$, Д-1-А-1; 2 — $\beta_{л_2}=90^\circ$, Д-0,785-С-07; 3 — $\beta_{л_2}=45^\circ$, Д-1-А-1; 4 — $\beta_{л_2}=22^\circ$, Д-1-А-1; 5 — $\beta_{л_2}=90^\circ$, $b_2/D_2=0,027$, Д-1-А-1; 6 — $\beta_{л_2}=22^\circ$, Д-0,785-С-0,785; 7 — $\beta_{л_2}=45^\circ$, Д-0,785-С-0,785; 8 — $\beta_{л_2}=45^\circ$, Д-0,7-С-0,7.

Входной участок был ограничен диаметром $D/D_2=1,2$ в связи с тем, что по результатам исследований [3] до этого диаметра происходит практически полное смешение струй, выходящих из колеса.

Коэффициенты сопротивления ζ_d и к.п.д. η_d , определенные по параметрам потока, замеренным в начале и конце рассматриваемого участка диффузора, представлены на рис. 2:

$$\zeta_{д.вх} = 1 - \frac{h_{ст.д.вх}}{\frac{c_{2-2}^2}{2}} - \frac{c_{1,2D_2}^2}{c_{2-2}^2}; \quad \zeta_{д.осн} = 1 - \frac{h_{ст.д.осн}}{\frac{c_{1,2D_2}^2}{2}} - \frac{c_{1,65D_2}^2}{c_{1,2D_2}^2};$$

$$\eta_{д.вх} = \frac{h_{ст.д.вх}}{\frac{c_{2-2}^2 - c_{1,2D_2}^2}{2}}; \quad \eta_{д.осн} = \frac{h_{ст.д.осн}}{\frac{c_{1,2D_2}^2 - c_{1,65D_2}^2}{2}},$$

где $h_{ст.д.вх}$ и $h_{ст.д.осн}$ — прирост статического давления на входном и основном участках безлопаточного диффузора.

На входном участке потери энергии существенно зависят от конструкции колеса (см. рис. 2, а), это объясняется тем, что на этом участке значительную роль играют потери смещения, которые увеличиваются с увеличением неравномерности потока в меридиональной и радиальной плоскостях, входящего в диффузор. В ступенях с $b_2/D_2=0,049$ наибольшие потери имели место при работе с колесом с $\beta_{л_2} = 90^\circ$. Однако нельзя связывать неравномерность потока на выходе из колеса только с углом $\beta_{л_2}$ и плотностью решетки как это сделано в [4]. При испытании диффузора постоянной ширины с рабочим колесом с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ и прежней плотностью решетки, но имеющим хорошую равномерность потока на выходе в связи с малой диффузорностью каналов ($\omega_2 \approx \omega_1$), достигнутой за счет увеличения наклона образующей конического покрывающего диска, потери на входном участке стали даже меньше, чем при испытании с «компрессорным» колесом. На основном участке потери энергии мало зависят от конструкции колеса (рис. 2, б).

Потери энергии в безлопаточном диффузоре можно условно разделить на три вида: потери трения; потери расширения (связанные с наличием положительного градиента давления вдоль и поперек линии тока и с обратными радиальными токами); потери смещения (вызванные смешением струй, выходящих из рабочего колеса с разной скоростью и под разными углами). На входном участке преобладающую роль играют потери смещения, на основном — потери расширения.

Для уменьшения потерь смещения и расширения целесообразно сузить безлопаточный диффузор. Проанализировать влияние формы входного участка на потери смещения можно, применив к объему газа в диффузоре, ограниченному контрольными поверхностями ABCD; ABA'B'; CDC'D'; A'B'C'D'; ADA'D'; BCB'C', теорему об изменении количества движения. Для упрощения расчета принято, что $q = \text{const}$, статическое давление равномерно распределено по ширине и окружности на одном и том же радиусе, и что силами, вызванными касательными напряжениями трения на контрольных поверхностях ABCD и A'B'C'D' можно пренебречь ввиду их относительной малости на входном участке по сравнению с силами давления. Тогда изменение статического давления по радиусу безлопаточного диффузора определяется из уравнения

$$\frac{dp}{\rho} = q \frac{c_u^2}{r} dr - qc_r dc_r, \quad (7)$$

где q — функция, характеризующая неравномерность потока и представляющая собой отношение радиальной составляющей количества движения равномерного потока к радиальной составляющей количества движения действительного неравномерного потока при одинаковом массовом расходе.

На входе в диффузор неравномерность потока определяется работой колеса ($q = q_2$). Как говорилось выше, процесс смещения можно считать закончившимся при $D/D_2 = 1,2$, т. е. при $D/D_2 = 1,2$

$q \approx 1$. Поэтому функцию q можно задать в виде

$$q = 1 - \frac{1 - q_2}{(D/D_2)^n},$$

приняв $n \approx 20$ из условия получения при $D/D_2 = 1,2$ $q \approx 1$.

Если задать форму входного участка в виде степенной зависимости

$$\frac{b}{b_2} = \left(\frac{D}{D_2} \right)^m,$$

то коэффициент потерь на смешение в интервале значений $0,7 \leq q \leq 1$ и $-3 \leq m \leq 2$ приближенно определяется формулой

$$\zeta_{\text{л.см}} = \frac{\Delta p_{\text{см}}^*}{\frac{\rho}{2} c_2^2} = \left[1 - q_2^2 - \frac{q_2(1 - q_2)(m + 1)}{m + 13} - \frac{20(1 - q_2)}{m + 14} \right] \sin^2 \alpha_2 + \frac{1 - q_2}{11} \cos^2 \alpha_2,$$

где $\Delta p_{\text{см}}^*$ — изменение полного давления на входном участке диффузора от $D/D_2 = 1$ до $D/D_2 = 1,2$ из-за потерь смешения; α_2 — средний угол потока, выходящего из колеса.

Анализ формулы показывает, что в сужающемся входном участке потери смешения уменьшаются тем сильнее, чем больше неравномерность входящего потока. Наибольшее влияние на потери смешения оказывает изменение формы диффузора в интервале изменения m от 0 до -2 . При расширении диффузора ($b > b_2$, $m > 0$) потери смешения возрастают. Выполняя сужение на начальном участке, можно добиться более равномерного распределения радиальной составляющей скорости по ширине при входе на основной участок и повысить угол потока. Улучшение структуры и рост угла потока способствует уменьшению потерь расширения на основном участке диффузора в связи с удалением зоны обратных радиальных токов вглубь по течению.

Есть и другой подход к снижению потерь расширения — постепенное сужение безлопаточного диффузора из условия «безотрывности» течения при некоторых упрощающих расчет допущениях [5]. Однако при ныне применяемых колесах со значительной неравномерностью выходящего потока сужение на входном участке будет более целесообразно, так как оно позволяет уменьшить потери на смешение, увеличить угол и улучшить структуру потока в самом начале диффузора, что приводит к уменьшению потерь расширения.

Для проверки результатов теоретического анализа в ЛПИ было испытано 18 вариантов безлопаточного диффузора в сочетании с различными колесами при разных окружных скоростях (таблица). В обозначении диффузора после буквы Д указана буквой форма входного участка в соответствии со схемой на рис. 3, а цифрами — сначала отношение ширины диффузора после профилированного входного участка к ширине колеса на выходе b_2 , затем отношение

Исследованные ступени

Диффузор	Колесо с $\beta_{д_1}$, град	Окружная скорость, м/сек
$D=0,7=B=0,7$	90	280
$D=0,7=C=0,7$	45	280
$D=0,785=B=0,785$	45; 90	220; 280
$D=0,785=C=0,785$	22; 45; 90	220; 280; 310
$D=0,785=D=0,785$	90	280
$D=0,872=B=0,872$	45; 90	280
$D=1=C=0,813$	22; 45	280
$D=0,872=B=0,77$	90	280
$D=0,872=B=0,66$	90	280
$D=0,872=B=0,64$	90	280
$D=1=A=0,75$	45; 90	280
$D=1=A=1$	22; 45; 90	280
$D=1=B=1$	45; 90	280
$D=1=C=1$	22; 90	280
$D=1=D=1$	90	280
$D=1,2=A=1,2$	90	280
Фирмы «Кларк»	63	220; 280; 310
Фирмы «Рато»	33	220; 280; 310

ширины диффузора на диаметре $D=1,65 D_2$ к ширине колеса на выходе b_2 . Установка, на которой проводились исследования, описана в работе [6].

Анализ экспериментальных данных полностью подтвердил целесообразность применения безлопаточного диффузора с сужающимся входным участком. Наилучшие результаты получены в ступенях с диффузором $D=0,785=C=0,785$. В этом диффузоре потери энергии во входном участке уменьшаются при всех испытанных рабочих колесах (см. рис. 2, а). После сужающегося входного участка заметно улучшается структура потока, — при всех режимах работы не наблюдались обратные радиальные токи из диффузора на $D=1,05 D$. В связи с этим к.п.д. преобразования энергии на всем протяжении диффузора при близких по углу α_{2-2} режимам работы выше, чем в диффузоре $D=1=A=1$ (см. рис. 1). Несмотря на уменьшение ширины, за счет роста к.п.д. при $\alpha_{2-2} < 27^\circ$ коэффициент восстановления диффузора $D=0,785=C=0,785$ выше, чем у диффузора $D=1=A=1$.

Следует отметить, что оптимальные режимы работы входного и основного участков лежат примерно в диапазоне $\alpha=25-35^\circ$; в этих пределах к.п.д. участков мало изменяется. Помпажные точки ступеней с суженными диффузорами несколько сдвигаются в область меньших расходов, в то время как правая ветвь почти не сдвигается; таким образом, сужение безлопаточного диффузора ведет также и к расширению зоны устойчивой работы.

Результаты испытания дают основание говорить о благоприятном обратном влиянии сужающегося входного участка на течение в каналах колеса вблизи выхода. В зависимости от формы входного участка поток, выходящий из колеса, деформируется в той или

иной степени. Зона деформации распространяется не только на зазор между колесом и диффузором, но и захватывает межлопаточные каналы вблизи выхода из колеса. В связи с этим суженная форма входного участка, обеспечивающая ускорение потока в меридиональной плоскости, способствует упорядочению течения в выходной части колеса, что повышает к.п.д. и напор колеса (рис. 4).

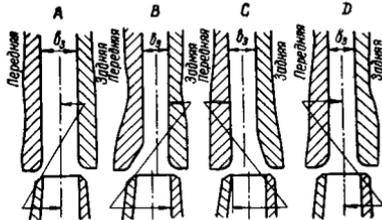
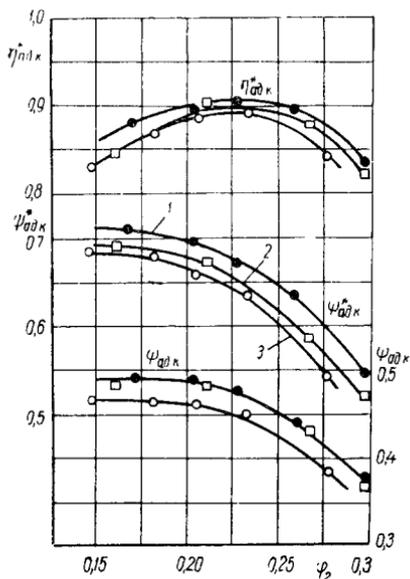


Рис. 3. Форма входных участков безлопаточного диффузора.

Рис. 4. Влияние формы входного участка безлопаточного диффузора на характеристики колеса с $\beta_{л_1} = 45^\circ$ и $B_2/D_2 = 0,049$ по результатам испытаний при $u_2 = 280$ м/сек:
 1 — Д-0,785-С-0,785; 2 — Д-0,872-В-0,872;
 3 — Д-1-А-1.

Повышение к.п.д. колеса и диффузора в ступенях с суженными безлопаточными диффузорами приводит к улучшению характеристик ступени в целом. Влияние формы диффузора на характеристики двухзвенной ступени дано в работе [6]. Здесь покажем влияние формы диффузора на характеристики трехзвенной ступени, состоящей из колеса безлопаточного диффузора и сборной камеры (рис. 5). Уменьшение относительной ширины диффузора до значения $b_3/b_2 \approx 0,8$ при сужающемся входном участке благоприятно сказывается на характеристиках ступеней с различными типами колес, применяемыми в стационарных компрессорах. При этом к.п.д. ступени возрастает на 2—3%, полный напор на 2—4% по сравнению со ступенями, имеющими диффузор постоянной ширины, равной b_2 .

С увеличением числа $M_{с_3}$ значительно возрастают потери энергии на входном участке диффузора в связи с увеличением неравномерности потока, выходящего из колеса (рис. 6). На основном участке потеря энергии практически не меняется. Поэтому при увеличении числа $M_{с_3}$ в ступени с суженным входным участком можно ожидать еще большего выигрыша в к.п.д.

В результате проведенного исследования получены эффективные ступени с безлопаточным диффузором формы Д=0,785=С=0,785, которые рекомендуются для внедрения при создании центробежных

компрессоров с широкой зоной эффективности работы в случае, если относительная ширина ступени $b_2/D_2 \geq 0,25$. Рекомендуемые ступени относительной ширины $b_2/D_2 = 0,049$ с «компрессорными» и «насосными» колесами при $u_2 = 280$ м/сек имеют максимальный к.п.д. около 83%, у ступеней иностранных фирм с профилированными безлопаточными диффузорами — несколько меньшие значе-

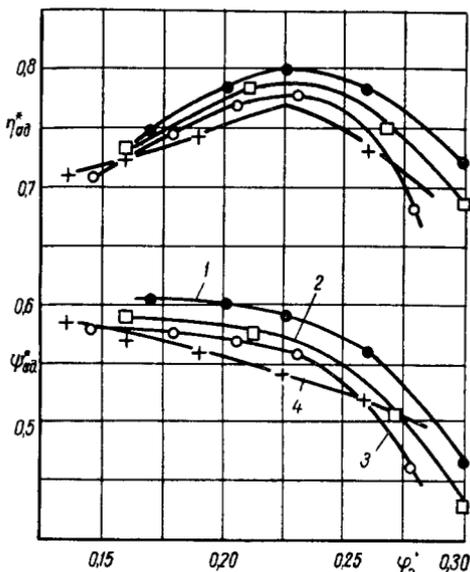


Рис. 5. Влияние формы безлопаточного диффузора на характеристики ступени с колесом с $\beta_{л_2} = 45^\circ$ и $b_2/D_2 = 0,049$:

1 — Д-0,785-С-0,785, 2 — Д-0,872-В-0,872;
3 — Д-1-А-1; 4 — Д-0,7-С-0,7.

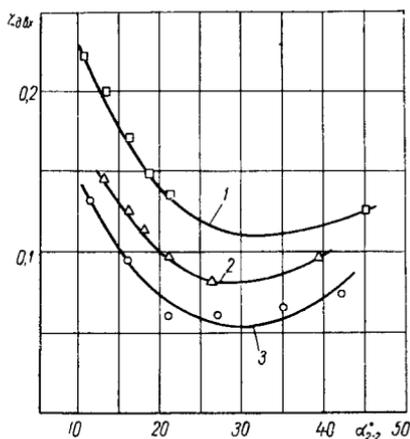


Рис. 6. Влияние числа M_{c_2} на потери во входном участке безлопаточного диффузора с $b_3/b_2 = 0,785$ в ступени с колесом с $\beta_{л_2} = 45^\circ$ и $b_2/D_2 = 0,049$:

1 — $u_2 = 310$ м/сек; $M_{c_2-2} = 0,59-0,62$;
2 — $u_2 = 280$ м/сек; $M_{c_2-2} = 0,51-0,55$;
3 — $u_2 = 220$ м/сек; $M_{c_2-2} = 0,4-0,45$.

ния: к.п.д. компрессора фирмы «Кларк» — около 82, а «Рато» — около 78%. Почти такую же эффективность, как ступень фирмы «Рато», но при значительно большем коэффициенте напора имеет ступень с $\beta_{л_2} = 90^\circ$. Если принять коэффициент напора ступени фирмы «Рато» на режиме максимального к.п.д. за единицу, то напор ступени с «насосным» колесом составит 1,08, ступени фирмы «Кларк» — 1,2, ступени с «компрессорным» колесом — 1,24, ступени с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ — около 1,4. Это свидетельствует о более высоком техническом уровне ступеней с безлопаточными диффузорами разработанных форм. Предлагаемые формы просты и не вызывают затруднений при изготовлении. Дальнейшее значительное повышение эффективности ступеней может быть получено путем создания рабочих колес с более равномерным полем скоростей на выходе.

Эффективность рекомендуемых двухзвенных ступеней проверена в сочетании со сборной камерой. Установка после диффузора

обратного направляющего аппарата или улитки может наложить некоторый отпечаток на характер течения в конце безлопаточного диффузора. Однако скорости здесь значительно снижены и течение не является определяющим для потерь в ступени. Если при проектировании ступеней не бояться длинных диффузоров с $D_4/D_2 > 1,7$ (как показали наши исследования при $\varphi_2 > \varphi_{2\text{опт}}$ к. п. д. преобразование энергии на участке $1,7 < D/D_2 < 2,0$ не ниже, чем на входном участке — см. рис. 1), и, конструируя последующие элементы, стремиться к минимальному влиянию их на диффузор, то рекомендуемая форма диффузора будет эффективна и в сочетании с обратным направляющим аппаратом и улиткой. Видимо, в отдельных случаях в области относительно низких скоростей ($D/D_2 \geq 1,7$) целесообразно расширение диффузора, организованное в виде плавного перехода или внезапного расширения. Об этом говорит и опыт проектирования некоторых иностранных фирм.

В настоящее время рекомендуемый диффузор в сочетании с рабочими колесами с $\beta_{л_2} = 45$ и 63° внедряется на Казанском компрессорном заводе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анисимов С. А., Галеркин Ю. Б. и др. Некоторые результаты экспериментального исследования элементов проточной части сверхмалорасходных центробежных компрессорных ступеней. Научно-технический информационный бюллетень ЛПИ им. Калинина. Энергомашиностроение, 1961, № 5.
2. Янсен В. Установившееся движение жидкости в радиальном безлопаточном диффузоре. Труды американского общества инженеров-механиков. Теоретические основы инженерных расчетов, перевод с английского, № 4. М., изд-во «Мир», 1964.
3. Селезнев К. П., Патрин Ю. В. Исследование нестационарных явлений в центробежной компрессорной ступени. Компрессорное и холодильное машиностроение, вып. 4, М., изд. ЦИНТИхимнефтемаш, 1966.
4. Локшин И. Л. Применение результатов испытаний вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов. Промышленная аэродинамика, вып. 25. Оборонгиз. М., 1963.
5. Скорородова Т. Н. Расчет и исследование безотрывного и безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени, «Энергомашиностроение», 1966, № 2.
6. Галеркин Ю. Б., Нурджин А. С. и др. Повышение эффективности центробежных компрессорных ступеней с безлопаточными диффузорами. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины», вып. 2. М., изд. ЦИНТИхимнефтемаш, 1968.

НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМ С ОРДЖОНИКИДЗЕ

В. Я. Поляков, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА РАСЧЕТНЫЙ ПРОФИЛЬ БЕЗОТРЫВНОГО БЕЗЛОПАТОЧНОГО ДИФFUЗОРА

Профилирование стенок безлопаточного диффузора предотвращает отрыв пограничного слоя и тем самым позволяет повысить эффективность центробежной компрессорной ступени [1—4].

В настоящей работе рассматриваются способы расчетного определения профиля безотрывного безлопаточного диффузора с использованием оценки появления отрыва в пограничном слое на основании формпараметров Бури и Грушвитца.

В соответствии с работами [3, 5] запишем уравнения для расчета профиля диффузора с использованием формпараметра Бури:

$$\frac{dZ}{dx} = b^{-0,25} + \frac{Z}{1+x} \left[1 + H + \frac{5}{4} (2+H)(1+x) \frac{1}{\bar{b}} \cdot \frac{d\bar{b}}{dx} \right] + \frac{1+H}{1+x} \varepsilon_0^{2,525} Z^{0,3} b^{-2,875} \left(\int_0^x \frac{dx}{\bar{b}^{0,25}} \right)^{0,7}; \quad (1)$$

$$\Gamma = -\zeta \frac{Z}{1+x} \cdot \frac{\varepsilon_0^2 \bar{b}^2 + 1 + \frac{5}{4} \cdot \frac{1+x}{\bar{b}} \cdot \frac{d\bar{b}}{dx}}{\bar{b}^{0,25}}, \quad (2)$$

где $Z = \left(\frac{\delta_r^{**}}{r_0} \right)^{\frac{5}{4}} \cdot \frac{\text{Re}^{\frac{1}{4}}}{\zeta}$; $\text{Re} = \frac{r_0 U_0}{\nu}$; $\bar{b} = \frac{b}{b_0}$;

$$x = \left(\frac{r}{r_0} \right)^{\frac{5}{4}} - 1; \quad \varepsilon_0 = \frac{V_0}{U_0}; \quad H = \frac{\delta_r^*}{\delta_r^{**}}.$$

Здесь r_0 и r — входной и текущий радиус диффузора; b_0 и b — входная и текущая ширина диффузора; U_0 , U , V_0 и V — радиальная и окружная составляющая скорости в потенциальном ядре течения при входе в диффузор и текущие; δ_r^* — толщина вытеснения для радиальной составляющей скорости; δ_r^{**} — толщина потери импульса; ν — кинематическая вязкость; Γ — формпараметр Бури. В уравнениях (1) и (2), а также в дальнейшем текущая ширина диффузора b отнесена к входной ширине диффузора b_0 , остальные линейные размеры отнесены к r_0 , скорости U и V к U_0 и V_0 соответственно.

Безотрывный безлопаточный диффузор состоит из двух участков. Начальными условиями для первого участка будут $x=0$, $Z=0$, $b=1$. Ширина диффузора на первом участке постоянна и равна начальной, а формпараметр Бури изменяется в пределах $0 \geq \Gamma \geq \Gamma_1$, $\Gamma_1 > \Gamma_0$, где Γ_0 — значение формпараметра Бури в точке отрыва пограничного слоя. Ширина диффузора на втором участке $\bar{b} < 1$ и непрерывно уменьшается с увеличением радиуса для предотвращения отрыва пограничного слоя. В качестве начальных условий для второго участка берутся конечные значения x и Z , полученные из расчета первого участка, и значение формпараметра Бури $\Gamma = \Gamma_1$.

Для определения профиля безотрывного безлопаточного диффузора можно использовать также оценку появления отрыва в пограничном слое на основании формпараметра Грушвитца. При-

меняя те же упрощающие допущения, которые были приняты в работах [3, 5], можем в качестве одного из уравнений, необходимых для расчета диффузора, использовать уравнение (1). Второе уравнение получим из условия появления возвратного течения в пограничном слое, предложенного Грушвитцем [6],

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{\eta}{\bar{b}^2 (1+x)^{\frac{8}{5}}} \right] = \frac{4}{5} \zeta^{-\frac{4}{5}} \operatorname{Re}^{\frac{1}{5}} \frac{B - A\eta}{\bar{b}^2 Z^{\frac{4}{5}} (1+x)^{\frac{2}{5}}}, \quad (3)$$

где η — формпараметр Грушвитца; $A=0,00894$; $B=0,00461$. Начальными условиями для первого участка диффузора будут $x=0$, $Z=0$, $\eta=1$, $\bar{b}=1$. В качестве начальных условий для второго участка следует взять конечные значения x и Z , полученные из расчета первого участка, и значение формпараметра Грушвитца $\eta=\eta_1$, $\eta_1 < \eta_0$, где η_0 — значение формпараметра Грушвитца в точке отрыва.

Системы уравнений (1), (2) и (1), (3) могут быть проинтегрированы численно. Ширину диффузора \bar{b} , полученную в результате решения, необходимо увеличить на $\Delta \bar{b}$, учитывая вытеснение потенциального ядра потока пограничными слоями на стенках диффузора [3],

$$\bar{b}_{\text{ист}} = \bar{b} + \Delta \bar{b}, \quad (4)$$

$$\text{где } \Delta \bar{b} = \frac{0,0395 Z^{0,8}}{\frac{b_0}{2 r_0} \operatorname{Re}^{0,2}}.$$

Интегрирование систем уравнений (1), (2) и (1), (3) было выполнено на ЭЦВМ «Минск-1» в вычислительном центре Новочеркасского политехнического института для $\frac{r}{r_0} = 1 \div 2$ и $\varepsilon_0 = 1 \div 6$.

В результате расчета определялись величины x , $\frac{r}{r_0}$, $\frac{b}{b_0}$, Z .

При интегрировании систем уравнений (1), (2) и (1), (3) возникает вопрос о выборе некоторых величин, входящих в эти уравнения.

При интегрировании системы уравнений (1), (2) необходимо решить вопрос о выборе величин H и Γ_1 . Обычно при расчетах принимают $H=1,4$ [3, 5, 7]. В то же время известно, что величина H зависит от режима течения. Для проверки влияния величины H было выполнено интегрирование системы уравнений (1), (2) при $H=1,3$; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,6 и прочих равных условиях.

Как видно из табл. 1, изменение величины H оказывает влияние на расчетные значения \bar{b} и Z . В то же время можно заметить, что в зависимости от диапазона изменения H можно подобрать некоторое значение $H = \text{const}$, при котором погрешность решения будет относительно небольшой. Например, при изменении H в пределах от 1,3 до 2,0 можно с достаточной точностью принимать $H=1,6$. Укажем также, что ширина диффузора с учетом стеснения потока пограничными слоями, определенная по уравнению (4), практиче-

ски не зависит от величины H . Это объясняется взаимно противоположным изменением величин \bar{b} и Z , входящих в уравнение (4), при изменении H .

Таблица 1. Результаты решения уравнений (1), (2) при следующих данных: $\varepsilon_0=3$, $\xi=0,0128$, $\Gamma_1=-0,06$

H		r/r_0					
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
1,3	\bar{b}	1	0,830	0,632	0,535	0,475	0,434
	Z	0	1,130	2,004	2,892	3,830	4,815
1,4	\bar{b}	1	0,823	0,627	0,531	0,471	0,429
	Z	0	1,118	2,035	2,940	3,899	4,906
1,6	\bar{b}	1	0,815	0,619	0,524	0,465	0,424
	Z	0	1,183	2,091	3,021	3,993	5,021
2,0	\bar{b}	1	0,797	0,606	0,512	0,454	0,414
	Z	0	1,237	2,185	3,167	4,202	5,259
2,6	\bar{b}	1	0,777	0,592	0,499	0,441	0,400
	Z	0	1,307	2,309	3,364	4,479	5,630

Выбор величины формпараметра Бури Γ_1 , по достижении которой должен начинаться профилированный участок диффузора, зависит от значения формпараметра Бури в точке отрыва Γ_0 . Для предотвращения отрыва пограничного слоя необходимо, чтобы Γ_1 было больше Γ_0 . По данным [7], значение Γ_0 колеблется от $-0,028$ до $-0,09$. Как видно из табл. 2, величина Γ_1 существенно влияет на ширину диффузора.

Таблица 2. Результаты решения системы уравнений (1), (2) при $\varepsilon_0=2,75$, $\xi=0,0128$, $H=1,4$ и значениях $\Gamma_1=-0,019$ и $\Gamma_1=-0,075$

Метод профилирования	Относительная ширина диффузора \bar{b} при r/r_0					
	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
По уравнениям (1) и (2) при $\Gamma_1=-0,019$	1	0,720	0,551	0,465	0,409	0,369
По уравнениям (1) и (2) при $\Gamma_1=-0,075$	1	0,911	0,710	0,601	0,537	0,490
По уравнениям (1) и (3)	1	1	0,923	0,852	0,800	0,760

В этой же таблице представлен профиль безотрывного безлопаточного диффузора, определенный по уравнениям (1) и (3) при $\varepsilon_0=2,75$, $\xi=0,0128$, $H=1,4$, $Re=4,5 \cdot 10^5$ и $\eta_1=0,76$. Как видим, ширина диффузора, спрофилированного по уравнениям (1) и (3), значительно больше ширины диффузора, определенной по уравнениям (1) и (2).

В уравнения с использованием формпараметра Грушвитца входит число Рейнольдса. Г. Шлихтинг [7] указывает, что турбулентный пограничный слой слабо зависит от числа Рейнольдса. Это подтверждается нашими расчетами (табл. 3).

Т а б л и ц а 3. Результаты интегрирования уравнений (1) и (3) при $Re=3 \cdot 10^5$ и $Re=1 \cdot 10^7$ для $\varepsilon_0=3,5$, $\xi=0,0128$, $H=1,4$ и $\eta_1=0,76$

Re		r/r_0					
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$3 \cdot 10^5$	\bar{b}	1	1	0,898	0,807	0,734	0,660
	Z	0	3,698	5,920	6,890	7,985	9,215
$1 \cdot 10^7$	\bar{b}	1	1	0,913	0,838	0,782	0,726
	Z	0	4,016	6,663	7,881	9,020	10,250

Формпараметр Грушвитца связан с H следующим соотношением [7]:

$$\tau_i = 1 - \left[\frac{H-1}{H(H+1)} \right]^{H-1} \quad (5)$$

В работе [5] показано, что при расчетах отрыва пограничного слоя по Грушвитцу можно вместо зависимости (5) принимать $H=1,4$ и что это упрощение не влияет на местоположение точки отрыва. Для проверки необходимости учета зависимости η от H при расчете безотрывных безлопаточных диффузоров было выполнено интегрирование уравнений (1) и (3) при постоянном $H=1,4$ и переменном H , которое определялось по уравнению (5). Установлено, что разница в ширинах диффузора \bar{b} при этом не превосходит 2%.

Из сказанного можно сделать следующие выводы:

теоретические методы расчета безотрывных безлопаточных диффузоров с использованием формпараметра Бури и формпараметра Грушвитца не дают однозначного решения. При одних и тех же исходных данных ширина безотрывного диффузора, определенная по уравнениям (1) и (2) существенно больше ширины диффузора, рассчитанного по уравнениям (1) и (3);

ширина безотрывного безлопаточного диффузора, определенная по уравнениям (1) и (2), зависит от выбора величины формпараметра Бури в точке отрыва пограничного слоя;

при интегрировании уравнений (1), (2) или (1), (3) можно достаточной точностью принимать величину H постоянной и равной 1,4;

изменение числа Re в широких пределах слабо сказывается на решении уравнений (1) и (3).

ЛИТЕРАТУРА

1. Ден Г. Н. Исследование работы безлопаточных диффузоров с непараллельными стенками. «Теплоэнергетика», 1965, № 6.
2. Шерстюк А. Н., Сколов А. И. Меридиональное профилирование безлопаточных диффузоров. «Теплоэнергетика», 1966, № 2.
3. Скороходова Т. Н. Расчет и исследование безотрывного безлопаточного диффузора. центробежной компрессорной ступени. «Энергомашиностроение 1966», № 2.
4. Галеркин Ю. Б., Нурдин А. С. и др. Повышение эффективности центробежных компрессорных ступеней с безлопаточными диффузорами. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины». Вып. 2. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1968.
5. Ден Г. Н. Турбулентный пограничный слой на стенке безлопаточного диффузора центробежной компрессорной машины. «Известия вузов СССР. Энергетика», 1961, № 5.
6. Поляков В. Я. Профилирование безотрывных безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных машин. Труды НИИ. Теплопередача и газодинамика, 1968.
7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., Издательство иностранной литературы, 1956.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И КАЛИНИНА

А. А. Никитин, А. Н. Примак, кандидаты техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВХОДНЫХ ПАТРУБКОВ С КРИВОЛИНЕЙНОЙ ОСЬЮ

При проектировании патрубков с криволинейной осью обычно пользуются методикой расчета, разработанной для входных патрубков с прямолинейной осью симметрии. Между тем поток во входном патрубке с криволинейной осью совершает дополнительный поворот в радиальной плоскости, обусловленный несимметричным подводом и формой спиральной камеры, а это усложняет характер течения и изменяет условия подвода потока к криволинейному осесимметричному конфузору.

В связи с этим нами исследованы течения потока в основных элементах патрубка с криволинейной осью: в спиральной камере, в криволинейном конфузоре, а также получены интегральные характеристики патрубков с криволинейной осью симметрии, т. е. коэффициенты сопротивления и неравномерности потока в его входном сечении.

Течения потока в спиральной камере исследовались методом электрогидродинамической аналогии (ЭГДА) и методом статических продувок. Основной целью исследований являлось определение формы и расположение расчетных сечений в спиральной камере

ре. При этом за расчетные сечения принимались поверхности, в каждой точке которых направление нормали совпадает с направлением вектора скорости потока. Несомненным преимуществом выбранных таким образом расчетных сечений является то, что их площадь равна площади живого сечения потока и при заданном среднем значении скорости в спиральной камере может быть найдена по соотношению $F = \bar{V}/c_{cp}$, где \bar{V} — объемный расход газа через данное сечение.

Методом ЭГДА испытаны три спиральные камеры с различным положением точки схода K , которая располагается соответственно при $\varphi = 45^\circ$, 0° и 315° . При этом расстояние от оси ротора до оси симметрии входного сечения патрубка $h = 370$ мм и $l = 560$ мм остаются постоянными. Испытаны также две спиральные камеры с $h = 260$ и 485 мм при $l = 560$ мм при постоянном значении угла $\varphi = 0$. Каждая из пяти спиральных камер исследовалась с разделительным ребром и без ребра.

Спиральная камера принята плоской, ее электрическая модель выполнена из электропроводной бумаги с изотропной проводимостью. Во входном сечении патрубка установлен прямолинейный, а при выходе из спиральной камеры — круглый электрод, диаметр которого соответствует диаметру входа в криволинейный осесимметричный конфузор (D_k). Этим заданы граничные условия, в какой-то мере соответствующие реальным условиям течения в патрубке без потерь, когда скорости определяются градиентом давления вдоль соответствующих линий тока при равных перепадах давления между точками входного и выходного сечений. Исследования проведены на интеграторе ЭГДА-9/61. При этом изопотенциальные линии наносились через равные или кратные значения приращения потенциала, выраженные в проц. от полного приращения потенциала между сечениями входа и выхода, соответствующего 100 %.

Из анализа полученных результатов следует, что изопотенциальные линии с достаточной для практики точностью могут быть заменены касательными к окружности диаметра D_k . Это означает, что за расчетные сечения, видимо, могут, как и в случае патрубков с прямолинейной осью симметрии, приниматься сечения, касательные к окружности входа в криволинейный осесимметричный конфузор (диаметр D_k). Необходимо заметить, что аналогичный вывод вытекает также из рассмотрения картин распределения изопотенциальных линий во всех остальных исследованных вариантах спиральной камеры. Наличие нижнего разделительного ребра не вносит принципиальных изменений в распределение изопотенциальных линий, однако окончательное заключение о выборе расчетных сечений можно будет сделать лишь по результатам исследования потока в реальном патрубке.

Анализ распределения скорости при тчении невязкого потока в спиральных камерах всех исследованных вариантов показывает, что наилучшая равномерность потока по окружности диаметра D_k (выход из спиральной камеры) наблюдается для спиральной ка-

меры с точкой схода потока K при $\varphi = 315^\circ$. Этот результат объясняется тем, что поток в этой спиральной камере совершает наименьший дополнительный поворот в радиальной плоскости. Наибольшее значение неравномерности распределения скорости получено в камере с K при $\varphi = 45^\circ$, в которой поток поворачивается в радиальной плоскости на наибольший угол. Учитывая известное влияние неравномерности потока, можно предположить, что наименьшие потери энергии будут наблюдаться в патрубке в камере с K при $\varphi = 315^\circ$.

Таким образом, для снижения неравномерности потока при выходе из спиральной камеры патрубка с криволинейной осью необходимо уменьшить угол поворота потока в радиальной плоскости. Но чем меньше угол дополнительного поворота потока в спиральной камере патрубка, тем ближе по своей конфигурации патрубок с криволинейной осью приближается к патрубку с прямолинейной осью симметрии, т. е. при выборе типа входного патрубка, в случае возможности следует отдавать предпочтение патрубкам с прямолинейной осью симметрии.

При аэродинамических продувках исследованы входные патрубки принципиально с теми же типами спиральных камер, что и при исследовании методом ЭГДА. Различие наблюдалось только в форме подводящего канала, который при статических продувках имеет пространственную форму, так как за счет его выполнен переход от круглого сечения $F_{\text{вх}}$ к прямоугольному сечению спиральной камеры. При испытаниях производилось измерение поля скорости в спиральной камере вдоль сечений, касательных к окружности входа криволинейный осесимметричный конфузор (диаметр D_k). Приемные отверстия цилиндрического трехканального зонда располагались в среднем по глубине сечений спиральной камеры.

Из результатов, полученных для спиральной камеры с K при $\varphi = 315^\circ$, следует, что за расчетные сечения можно приближенно принять сечения, касательные к окружности диаметра D_k , т. е. в первом приближении можно принять, что вектор скорости перпендикулярен к этим сечениям. В то же время для всех пяти исследованных вариантов наблюдается отличие от указанной закономерности в диапазоне углов $\varphi = 0^\circ - 90^\circ$, где вектор скорости скорее перпендикулярен к радиальным сечениям. Последнее может быть связано с изогнутостью патрубка, поскольку для патрубков с прямолинейной осью такого отклонения не наблюдалось. С целью унификации расчета сечений спиральной камеры целесообразно, как при патрубках с прямолинейной осью, за расчетные принять сечения, касательные к окружности диаметра D_k во всем диапазоне углов φ . При этом значение площади проходных сечений в диапазоне углов $\varphi = 0 - 90^\circ$ оказывается несколько завышенным по сравнению со значением площади, которое имело бы место при выборе в качестве расчетных радиальных сечений.

Основной целью статических исследований криволинейного осесимметричного конфузора патрубков с криволинейной осью явля

лось также определение оптимальной величины $\bar{R} = \frac{R}{a}$ при заданных значениях конфузурности K_F и относительного радиуса \bar{r} . Под оптимальным значением радиуса \bar{R} принимается такое его значение, при котором получается наиболее благоприятный закон изменения площади проходных сечений по длине осесимметричного конфузора, обеспечивающий минимум потерь давления и минимальную неравномерность поля скорости в выходном сечении патрубка. В исследованных криволинейных осесимметричных конфузорах значение $K_F = 1,285$ при $r = 0,715$, причем каждый из конфузоров, различающихся значением \bar{R} , испытан с разными спиральными камерами при значениях угла $\varphi = 45^\circ, 0^\circ, 315^\circ$, что позволило выявить влияние условий подвода потока к конфузору на оптимальное значение радиуса \bar{R} .

Результаты исследования позволяют сделать вывод о том, что в конфузорах, также как в патрубках с прямолинейной осью симметрии, при постоянных значениях K_F и \bar{r} графики зависимости коэффициента сопротивления ξ_c от относительной величины радиуса \bar{R} имеют минимум для всех трех типов спиральной камеры. Экспериментальное значение $\bar{R}_s \approx 1,4 \div 1,8$, соответствующее минимальной величине коэффициента сопротивления, оказывается несколько меньшим, чем соответствующее расчетное значение $\bar{R}_p = 1,855$. Это обстоятельство ($R_s < R_p$), замеченное также и при опытах с прямолинейными патрубками, может быть связано с тем, что поток в реальной трубке вследствие закрутки обтекает радиусные поверхности конфузора под некоторым углом. Кроме того, на стенках конфузора имеется пограничный слой. Указанные факторы несколько увеличивают истинный радиус обтекаемых поверхностей, что соответственно смещает минимум потерь в сторону меньших значений исходного радиуса R . Однако значения коэффициента сопротивления патрубка в каждом исследованном варианте как при расчетной величине радиуса \bar{R}_p , так и при экспериментальной \bar{R}_s отличаются незначительно.

Таким образом, опыты с различными спиральными камерами подтверждают, что формула для подсчета оптимального значения относительного радиуса $\bar{R}_p = \bar{r} + \bar{\Delta}$ сохраняет свою пригодность при изменении практически любых параметров спиральной камеры. В то же время многочисленные результаты исследования с прямолинейными и криволинейными патрубками показывают, что в формулу для вычисления оптимального значения относительного радиуса целесообразно ввести поправочный коэффициент $m = 0,7 \div 0,8$, т. е.

$$\bar{R}_p = \bar{r} + m \bar{\Delta},$$

$$\text{где } \bar{\Delta} = \frac{D_0 - d}{2a}.$$

Для патрубков с криволинейной осью, помимо рассмотренных выше вопросов, необходимо решить еще и вопрос о выборе оптимального положения точки схода потока K и расстояния от оси ротора до оси симметрии входного сечения патрубка h . В связи с этим проведены аэродинамические испытания пяти входных патрубков причем в каждом из них параметры криволинейного осесимметричного конфузора (K_F , h , \bar{R} и a) оставались постоянными. Исследовалось влияние положения точки схода потока, которая находилась при значениях угла $\varphi = 45^\circ$, 0° и 315° , размеры h и l оставались постоянными (варианты I, II, III) и влияние величины $h = 260$ и 480 мм при $l = 560$ мм и фиксированном положении точки схода потока при $\varphi = 0$ (варианты IV и V).

Основными критериями при сравнении различных патрубков являлись коэффициент сопротивления патрубка ξ и коэффициент неравномерности давления f , которые вычислялись в выходном сечении патрубка, расположенном при значении $\frac{b}{D_0} = 0,055$, по формулам, приведенным в работе А. А. Никитина, К. П. Селезнева и С. Н. Шкарбуля «Исследования входных патрубков центробежных компрессоров» («Энергомашиностроение», 1966, № 9).

Значения ξ_c и χ_p для всех пяти исследованных патрубков:

Номер варианта	I	II	III	IV	V
ξ_c	1,5	0,68	0,33	0,28	0,34
χ_p	5,1	2,6	2,09	2,0	2,0

Для патрубка с прямолинейной осью, спроектированного по предложенной методике, были получены $\xi_c = 0,0391$ и $\chi_p = 0,616$.

Эти данные подтверждают предположение о том, что патрубки с криволинейной осью обладают по сравнению с патрубками с прямолинейной осью симметрии повышенным сопротивлением и имеют более высокий уровень неравномерности потока в выходном сечении.

Положение точки схода потока при постоянных значениях величин h и l оказывает весьма существенное влияние на потери в патрубке и величину неравномерности потока в его выходном сечении. С приближением точки схода потока K к точке на окружности диаметра D_k , расположенной диаметрально противоположной центральной точке A входного сечения патрубка ($\varphi = 315^\circ$), наблюдается уменьшение коэффициента сопротивления патрубка почти в 5 раз и коэффициента неравномерности давления примерно в 2,5 раза по сравнению с патрубком с K при $\varphi = 45^\circ$. Более высокие аэродинамические качества патрубка с K при $\varphi = 315^\circ$ являются, видимо, следствием меньшего дополнительного угла поворота потока в радиальной плоскости и менее сложной формой спиральной камеры по сравнению с формой камеры с K при $\varphi = 45^\circ$ и 0° . Уменьшение h с 370 мм до 260 мм привело к некоторому увеличению угла поворота потока в канале, расположенном ниже разделительного ребра. В то же время в этом варианте существенно умень-

шилась общая протяженность подводящего канала и упростилась форма канала, расположенного выше разделительного ребра. Улучшение аэродинамических свойств наблюдается и при $h = 480$ мм. Здесь увеличение h влечет за собой уменьшение угла поворота потока в канале, расположенном ниже разделительного ребра, а также существенно упрощается форма верхней половины спиральной камеры. Эти изменения в конструкции патрубка несмотря на некоторое увеличение протяженности подводящего канала, оказывают решающее влияние на улучшение характера течения в патрубке.

Однако увеличение протяженности подводящего канала обусловило более высокое значение коэффициента сопротивления при одинаковых значениях коэффициента неравномерности давления в их выходных сечениях. Эти данные позволяют сделать вывод, что влияние размера h на характер течения потока в патрубке обусловлено в основном изменением формы спиральной камеры в радиальной плоскости и размеров подводящего канала.

Необходимо отметить, что одновременное уменьшение размера h и смещение точки схода потока к точке, расположенной на окружности диаметра D_k при $\varphi = 270^\circ$, приближает входной патрубок к форме патрубка с прямолинейной осью симметрии, который имеет более высокое аэродинамическое качество. Поэтому при выборе значения h и угла расположения точки схода потока следует стремиться к тому, чтобы форма спиральной камеры и подводящего канала в радиальной плоскости имела по возможности незначительное отклонение от формы входного патрубка с прямолинейной осью симметрии. В то же время при фиксированных значениях h и l положение точки схода потока в первом приближении следует выбирать таким образом, чтобы она располагалась диаметрально противоположно центральной точке входного сечения патрубка.

В итоге можно сделать следующие короткие выводы:

основа методики расчета патрубков с прямолинейной осью остается в силе для криволинейных патрубков;

параметры криволинейного осесимметричного конфузора следует выбирать из условий, что $K_F \geq 2$ и $\bar{c} \geq 0,4$, а относительный радиус $R_p = \bar{c} + m \Delta$, где $m = 0,7 \div 0,8$;

за расчетные сечения спиральной камеры следует принимать сечения, касательные к окружности диаметра D_k .

Патрубки с криволинейной осью имеют более высокий коэффициент сопротивления и большую неравномерность потока в выходном сечении, чем патрубки с прямолинейной осью, поэтому при выборе типа предпочтение следует отдавать патрубкам с прямолинейной осью.

При фиксированных значениях h и l точку схода следует выбирать по возможности ближе к точке, расположенной диаметрально противоположно центральной точке входного сечения патрубка.

С. С. Евгеньев, С. В. Цукерман, *инженеры*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО УСТРОЙСТВА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Центробежная ступень с безлопаточным диффузором и выходным устройством в виде боковой сборной камеры наиболее эффективно обеспечивает осевую симметрию потока около колеса, что важно для минимального воздействия потока на ротор, особенно при больших давлениях рабочей среды. Кроме того, такая схема ступени позволяет существенно уменьшить габариты корпуса и упростить его форму.

Работы ЦКТИ им. И. И. Ползунова [1] показали, что подобная проточная часть достаточно эффективна и обеспечивает получение благоприятной характеристики, особенно ее правой ветви. Указанные работы проводились применительно к одноступенчатому нагнетателю природного газа, который не налагал каких-либо жестких ограничений на выбор осевого габарита и форму поперечного сечения. Рекомендации по проектированию подобного выходного устройства даны на основе исследований на модели, имеющей рабочее колесо $\beta_2=38^\circ$ и $\frac{b_2}{D_2}=0,0545$ и безлопаточный диффузор. При этом отмечена необходимость специального исследования боковой сборной камеры при работе с колесами, имеющими более низкую ступень реакции.

Настоящая работа посвящена выбору оптимальной геометрии выходного устройства в форме внутренней кольцевой камеры, работающей совместно с безлопаточным диффузором и колесом с выходным углом $\beta_2=63^\circ$. Эффективность работы выбранной формы кольцевой камеры проверялась также на ступенях с колесами, имеющими выходной угол $\beta_2=62^\circ$ и 45° .

Для исследования использовались кольцевые (с постоянными сечениями) и профилированные (с переменными сечениями за счет смещения внутренней поверхности к центру) боковые сборные камеры. Профилированная камера спроектирована на расчетный объемный расход, а сечения подобраны по закону $rc_u = \text{const}$ (рис. 1, а). Кольцевая камера, имеющая определенные технологические преимущества перед профилированной, представляла собой торообразную полость с поперечным сечением, по форме и площади совпадающим с последним сечением профилированной камеры (рис. 1, б).

Обработка формы выходного устройства проводилась на ступени с колесом $\beta_2=63^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2}=0,063$), безлопаточным диффузором и осевым всасыванием (см. рис. 1). Испытания проведены при о

ружных скоростях $u_2 = 260 \div 270$ м/сек. Измерения давления за колесом производились на диаметре $\frac{D_3}{D_2} = 1,08$ через 12 отборов в передней и задней стенках.

В результате испытаний определялись газодинамические характеристики по патрубкам в виде зависимостей

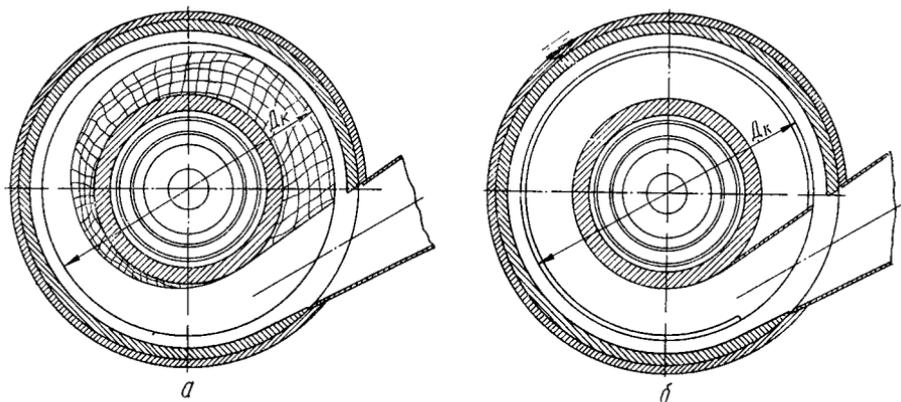


Рис. 1. Схема экспериментальной ступени:
а — с профилированной камерой; б — с кольцевой камерой.

$$\psi = f(\varphi_{r_2}), \quad \eta_{\text{пол}} = f(\varphi_{r_2}),$$

где $\psi = \frac{H_{\text{пол}}}{\frac{u_2^2}{2g}}$ — коэффициент напора; $\varphi_{r_2} = \frac{c_{r_2}}{u_2}$ — коэффициент расхода. Объемный расход на выходе из колеса определялся методом последовательных приближений [2]; $\eta_{\text{пол}} = \frac{1g\varepsilon}{k-1} \lg \frac{T_2}{T_1}$ — политропический к.п.д.

Степень неравномерности давления за колесом определялась на различных режимах работы как зависимость

$$\bar{p} = f(\varphi_{r_2}),$$

где $\bar{p} = \frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{p_{\text{cp}}}$; p_{max} , p_{min} — максимальное и минимальное давления на окружности за колесом, а $p_{\text{cp}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d\theta$ — среднее давление на этой окружности.

Испытания исходного варианта кольцевой камеры показали более низкую ее эффективность по сравнению с профилированной (рис. 2). На всем диапазоне характеристики к.п.д. и напор ступени были ниже в среднем на 4—6%. Это обстоятельство потребовало введения дополнительных конструктивных изменений в кольцевую камеру с целью получения равноценных с профилированной каме-

рой характеристик. Эти мероприятия сводились в основном к постановке козырька различной ширины $\frac{b}{b_k}$ в зоне поворота потока, подбору радиуса R , а также установке направляющих пластин двух типов в зоне выхода из камеры (см. рис. 1, б и рис. 2). При этом радиальные размеры камеры $\frac{D_{II}}{D_2} = 1,82$ и $\frac{D_K}{D_2} = 1,66$ оставались неизменными.

Влияние геометрии козырька определялось при постоянном радиусе поворота $R = 5$ мм. Постановка козырька шириной $\frac{b}{b_k} = 0,25$ несколько улучшила характеристику только в зоне больших расходов. Причем дальнейшее увеличение ширины до $\frac{b}{b_k} = 0,5$ эффекта не дало.

Кольцевая камера по эффективности стала равноценна профилированной при постановке направляющей пластины до диаметра D_K в зоне выхода из камеры (см. рис. 1, б). Увеличение радиуса поворота с $R = 5$ мм до $R = 25$ мм (с сохранением пластины 1) несущественно улучшает характеристику ступени. Полное перекрытие сечения пластиной 2 (см. рис. 2), установленной в зоне выхода между внутренним диаметром камеры и диаметром D_{II} , отрицательно сказалось на эффективности работы ступени.

С позиций минимального силового воздействия потока на ротор необходимо обеспечить наиболее равномерное распределение давления по окружности за колесом. В работе [1] показано, что наиболее эффективно это требование обеспечивается при работе колеса с безлопаточным диффузором и боковой камерой. Из рассмотрения в этой работе графиков

распределения давления за колесом можно отметить, что кольцевая и профилированная боковые сборные камеры практически одинаковы по степени неравномерности. Эти выводы подтверждаются и нашими результатами. Степень неравномерности давления по окружности за колесом наименьшая в случае профилированной камеры.

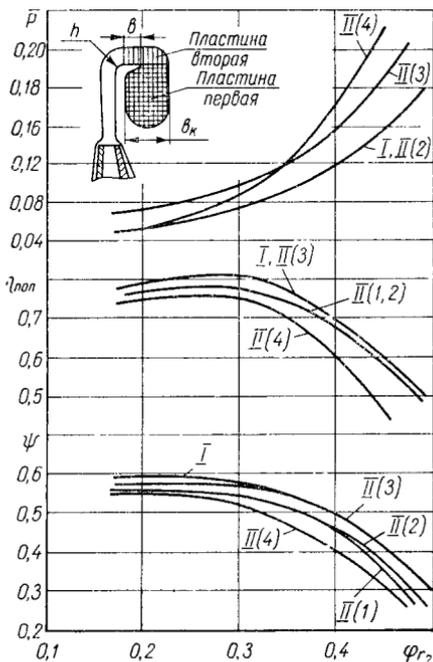


Рис. 2. Характеристики ступени с разной геометрией выходного устройства: I — профилированная камера; II — кольцевая камера с радиусом R : 1 — 5 мм, без козырька; 2 — 5 мм, $b/b_k = 0,25$; 3 — 25 мм, $b/b_k = 0,25$, пластина первая; 4 — 25 мм, $b/b_k = 0,25$, пластина вторая

Наиболее близко по неравномерности к профилированной камере подходит вариант кольцевой камеры без козырька на повороте и без пластины *I* в зоне выхода. В зоне малых и расчетных расходов неравномерность составляет величину $5 \div 6\%$. С увеличением расхода неравномерность растет и достигает величины $15\text{--}17\%$. Установка пластины *I* (см. рис. 2) увеличивает эту неравномерность на $2\text{--}4\%$. Резкое увеличение неравномерности отмечалось при перекрытии сечения в зоне выхода пластиной 2.

Окончательно принятая конструкция кольцевой камеры имела соотношения $\frac{b}{b_k} = 0,25$, $R = 25$ мм, $\frac{D_H}{D_2} = 1,82$, $\frac{D_K}{D_2} = 1,66$ и пластину *I*, установленную в зоне выхода из камеры (рис. 1, б). При этих соотношениях характеристики ступени с колесом $\beta_2 = 63^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2} = 0,063$) с кольцевой и профилированной камерами практически не отличаются (см. рис. 2). Степень неравномерности давления для принятой конструкции кольцевой камеры незначительно выше (на $2\text{--}4\%$), чем это имеет место в случае профилированной камеры.

Принятая конструкция кольцевой камеры была испытана дополнительно на двух ступенях. Эти ступени отличались от вышеуказанной тем, что на входе перед колесом установлен обратный направляющий аппарат, имитирующий условия входа концевой ступени многоступенчатого компрессора. Испытаны ступени с колесами $\beta_2 = 62^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2} = 0,048$) и $\beta_2 = 45^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2} = 0,025$). Характеристики

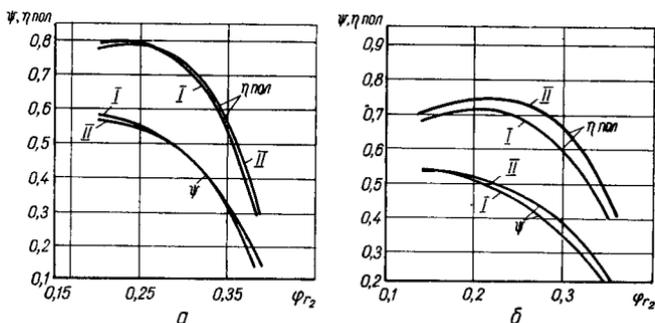


Рис. 3. Характеристики ступеней с колесом:
 I — профилированная камера; II — кольцевая камера:

$$a - \beta_2 = 62^\circ \left(\frac{b_2}{D_2} = 0,048 \right); \quad б - \beta_2 = 45^\circ \left(\frac{b_2}{D_2} = 0,025 \right).$$

ступени с колесом $\beta_2 = 62^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2} = 0,048$) с кольцевой и профилированными камерами совпадают (рис. 3, а).

Концевая ступень с колесом $\beta_2 = 45^\circ$ ($\frac{b_2}{D_2} = 0,025$) в случае применения кольцевой камеры имеет более благоприятную характери-

стику (рис. 3, б). Диапазон работы ступени практически не изменяется, однако напор и к.п.д. ступени значительно растут. Например, при $\varphi_{r_2} = 0,25$ к.п.д. выше на 4—5%, а напор на 2—3% по сравнению с вариантом ступени с профилированной камерой. Таким образом, использование кольцевой камеры принятой конструкции позволяет существенно поднять эффективность работы мало-расходной ступени с колесом с $\beta_2 = 45^\circ$ и $\frac{b_2}{D_2} = 0,025$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Столярский М. Т. Результаты исследования выходных устройств с безлопаточным диффузором и боковой сборной камерой для нагнетателей транспорта природного газа и центробежных компрессоров высокого давления. Труды ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Вып. 77. Л., 1967.

2. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М.—Л., Машгиз, 1964.

МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

А. Н. Шерстюк, *докт. техн. наук,*
В. М. Космин, *инженер*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Поток газа на входе в спиральную камеру осерадиального компрессора с безлопаточным диффузором обладает значительной кинетической энергией — 10 ÷ 15% по отношению к теоретическому напору ступени. В связи с этим экономичность ступени существенно зависит от эффективности преобразования кинетической энергии потока в потенциальную в пределах спиральной камеры. Задача определения потерь в спиральной камере поставлена и приближенно решена В. Н. Косточкиным [1], разделившим потери на два слагаемых: 1) потери на «удар», обусловленные разностью скоростей на входе в спиральную камеру (c_4) и средней в спиральной камере (c_a); 2) потери на трение и поворот потока. А. Н. Шерстюк [2] ввел предположение, что потери на «удар» вызываются разностью скоростей $\vec{c}_4 - \vec{c}_a$ (рис. 1), где c'_a — скорость в начальном сечении спиральной камеры (после «удара»); обычно $c'_a = (1,10 \div 1,30) c_a$.

Поток в спиральной камере имеет сложный пространственный характер: поле скоростей потока весьма неравномерно, как всякий криволинейный поток, он имеет вторичные течения, обусловленные трением о стенки и распределением давления в ядре потока, часть потока паразитно циркулирует в спиральной камере.

При выводе формул для определения потерь в спиральной камере приняты допущения, которые дают возможность получить простые и наглядные решения с учетом основных особенностей течения.

Неравномерность поля скоростей на входе в спиральную камеру учитывается введением скорости

$$c_4' = \sqrt{k_4} c_4. \quad (1)$$

Скорость c_4 определялась по средним значениям радиальной и окружной составляющих скорости потока, вычисленным по результатам измерения расхода, температуры и статического давления на стенках за рабочим колесом и за диффузором. Величина коэффициента k_4 зависит от типа машины и режима работы. Если жидкость поступает в спиральную камеру из рабочего колеса, то на расчетном режиме можно принимать $k_4 \approx 1,10$, при отклонении режима

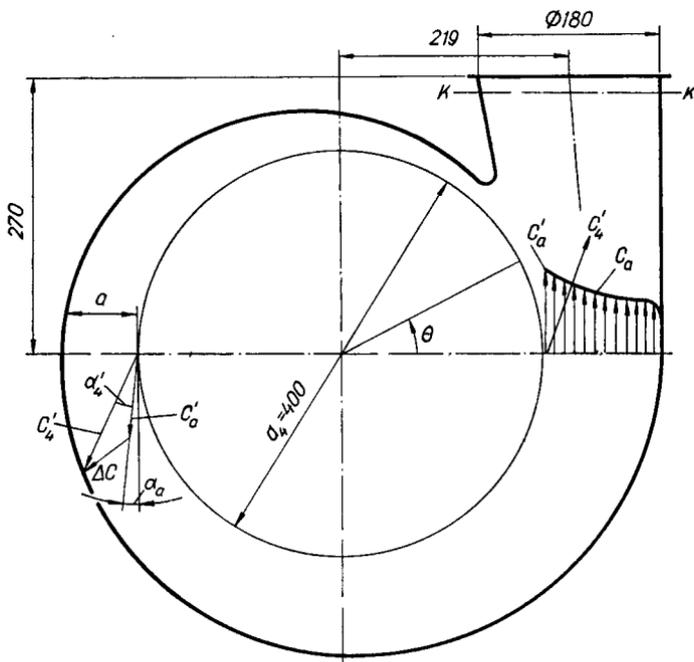


Рис. 1. Схема спиральной камеры и обозначения.

работы от расчетного $k_4 > 1,10$. При наличии безлопаточного диффузора независимо от режима работы $k \approx 1,10$. Приблизительно величина k_4 принимается постоянной, не зависящей от режима работы.

Распределение окружных проекций скоростей в спиральной камере предполагается соответствующим гиперболическому закону

$$r_4 c_{4u} = r c_u \quad (2)$$

Действительный закон скоростей несколько отличается от принятого (момент количества движения уменьшается с увеличением радиуса).

В качестве характерного сечения, в котором определяется скорость c_a , принимается сечение с угловой координатой $\theta = 180^\circ$. От-

счет углов и схема спиральной камеры показаны на рис. 1. В соответствии с изложенным характерная скорость после «удара» $c'_a = k_a c_a$, где $k_a = 1 + \frac{a}{d_4}$, a — глубина спиральной камеры.

Потери на «удар» определяются по формуле Карно-Борда

$$\Delta L_{\text{уд}} = \frac{\Delta c^2}{2}, \quad (3)$$

где $\Delta c = \vec{c}'_4 - \vec{c}_a$. При этом предполагается, что направление скорости в спиральной камере совпадает с направлением касательной к стенке (см. рис. 1), а плотность газа вдоль спиральной камеры не изменяется (при обработке опытных данных получено $1,0 \leq \rho_k/\rho_4 \leq 1,025$).

Потери на трение и поворот потока полагаются пропорциональными квадрату скорости c_a

$$\Delta L_{\text{пов}} = \zeta_a \frac{c_a^2}{2}. \quad (4)$$

Величина коэффициента потерь ζ_a по опытам порядка $0,20 \div 0,40$.

Суммарные потери после подстановки соответствующих величин определяются выражением

$$\Delta L_k = \frac{c_4^2}{2} \left[k_4 + k_a \left(\frac{c_a}{c_4} \right)^2 - 2 \sqrt{k_4} k_a \frac{c_a}{c_4} \cos \alpha'_4 + \zeta_a \left(\frac{c_a}{c_4} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Формула (5) позволяет решить три задачи:

1. Из условия минимума потерь в спиральной камере определить оптимальную скорость

$$\left(\frac{c_a}{c_4} \right)^* \approx \frac{\sqrt{k_4}}{k_a + \frac{\zeta_a}{k_a}} \cos \alpha'_4. \quad (6)$$

При дифференцировании коэффициенты k_a и ζ_a принимались постоянными. Строго говоря, это допустимо только при определении оптимальной скорости в спиральной камере с заданными размерами (поверочный расчет). При проектировании машины изменение c_a влечет за собой изменение размера a и, как следствие, коэффициентов k_a и ζ_a . Однако это влияние невелико. С другой стороны учитывать это влияние нет необходимости, так как точность определения самих коэффициентов k_a и ζ_a недостаточна.

2. Вводя в расчет коэффициент потерь в спиральной камере

$$\zeta_k = -\frac{2 \Delta L_k}{k_a c_4^2},$$

можно найти зависимость потерь от режима работы, характеризуемого отношением скоростей c_a/c_a

$$\frac{\zeta_k}{\zeta_{k\text{min}}} = 1 + A \left(\frac{c_a}{c_a} - 1 \right)^2, \quad (7)$$

где обозначено

$$A = \frac{k_a \cos^2 \alpha'_4}{k_a \sin^2 \alpha'_4 + \frac{\zeta_a}{k_a}}. \quad (8)$$

3. Определить потери на оптимальном режиме работы

$$\zeta_{k \min} = k_4 \left(1 - \frac{k_a \cos^2 \alpha'_4}{k_a + \frac{\zeta_a}{k_a}} \right). \quad (9)$$

Результаты обработки опытных данных свидетельствуют о слабом влиянии режима работы на составляющую скорости c_{4u} . Если это влияние не учитывать, то из уравнения неразрывности для характерного сечения и сечения «4» следует $c_a/c_a^* \approx \text{tg } \alpha_4/\text{tg } \alpha_4^*$, и формула (7) в этом случае принимает вид

$$\frac{\zeta_k}{\zeta_{k \min}} = 1 + A \left(\frac{\text{tg } \alpha_4}{\text{tg } \alpha_4^*} - 1 \right)^2. \quad (10)$$

М. Т. Столярским [3] для спиральной камеры, расположенной непосредственно за рабочим колесом, предложена эмпирическая формула, сходная по структуре с формулой (10)

$$\frac{\zeta_k}{\zeta_{k \min}} = 1 + 3,55 \left(\frac{\text{tg } \alpha_4}{\text{tg } \alpha_4^*} - 1 \right)^2. \quad (11)$$

В формулах (7) и (10) коэффициент A в значительной степени зависит от режима работы (угла потока α_4) и изменяется в широких пределах (от 0,25 до 3,0).

С целью проверки полученных зависимостей авторами проведено экспериментальное исследование спиральной камеры осерадиального компрессора с безлопаточным диффузором. Безлопаточный диффузор характеризуется отношением $d_4/d_2=1,67$, ширина диффузора изменялась от $b_4/d_4=0,0165$ до $b_4/d_4=0,040$. Изменение режима работы спиральной камеры (угла потока α_4) осуществлялось путем изменения режима работы компрессора, что позволило получить зависимость коэффициента потерь ζ_k от угла α_4 для одного значения оптимального угла α_4^* , а изменение ширины диффузора в выходной его части позволило изменять величину α_4^* .

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде сводного графика зависимости коэффициента потерь от угла α_4 для различных значений α_4^* (рис. 2)

По определению коэффициент потерь в спиральной камере

$$\zeta_k = \frac{H_4 + q_4 - H_k - q_k}{q_1} = 1 - \frac{H_k - H_4 + q_k}{q_1}, \quad (12)$$

где $H_k - H_4$ — изменение статического напора в спиральной камере, q_k и q_4 — скоростные напоры. Необходимо отметить пологий характер зависимости $\zeta_k = \zeta_k(\alpha_4)$, что позволяет отступать от оп-

тимального значения скорости потока в спиральной камере на 15–20% без заметного увеличения коэффициента потерь, а также уменьшение коэффициента потерь с уменьшением угла α_4^* . При изменении α_4^* от 43° до 31° $\zeta_{k\min}$ изменяется соответственно от 0,5 до 0,29.

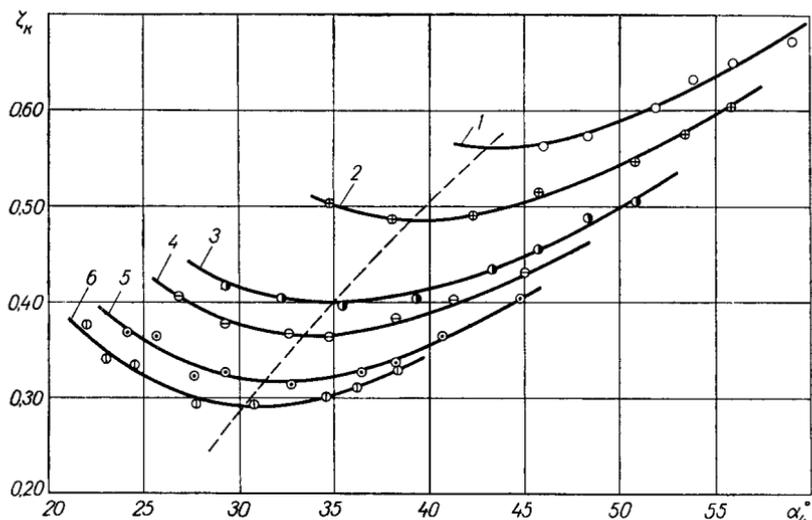


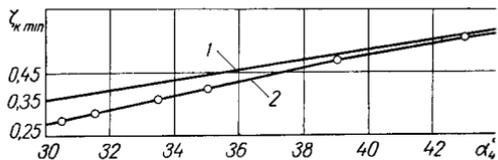
Рис. 2. Коэффициент потерь спиральной камеры в зависимости от угла потока α_4 для различных значений угла α_4^* :

$$1 - \alpha_4^* = 43^\circ; \quad 2 - \alpha_4^* = 39^\circ; \quad 3 - \alpha_4^* = 35^\circ; \\ 4 - \alpha_4^* = 33,5^\circ; \quad 5 - \alpha_4^* = 31,5^\circ; \quad 6 - \alpha_4^* = 30,5^\circ.$$

Опытные и расчетные значения коэффициентов потерь на оптимальных режимах (рис. 3) заметно отличаются при малых угла α_4 , сближаясь по мере увеличения α_4 (в расчете принято: $k_4 \approx 1,1$)

Рис. 3. Минимальный коэффициент потерь в спиральной камере в зависимости от угла α_4 :

1 — по формуле (9); 2 — опыт.



$k = 1,15$, $\zeta = 0,25$). Такое расхождение опытных и расчетных данных естественно, поскольку принята упрощенная схема течения спиральной камере, отвечающая реальным условиям только в первом приближении. В результате такого упрощения получено лишь качественное совпадение опытных и расчетных данных: характер протекания кривых 1 и 2 на рис. 3 одинаков.

Весьма удовлетворительным оказалось расчетное определение $\zeta_k/\zeta_{k\min}$ в зависимости от режима работы (рис. 4). Детальное сс

поставление опытных и расчетных данных по величине $\zeta_k/\zeta_{k\min}$ показывает хорошую сходимость во всем диапазоне углов α_4 для всех значений α_4^* . Следует отметить, что опытные данные о потерях в спиральной камере, обработанные в виде зависимости $\zeta_k/\zeta_{k\min} = f(\operatorname{tg} \alpha_4/\operatorname{tg} \alpha_4^*)$, не ложатся на одну кривую. На рис. 4 для сравне-

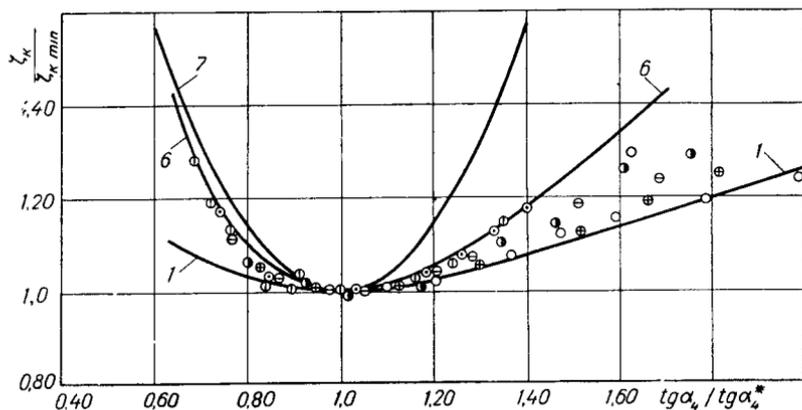


Рис. 4. Относительный коэффициент потерь спиральной камеры в зависимости от отношения $\operatorname{tg} \alpha_4/\operatorname{tg} \alpha_4^*$.

ния приведены расчетные зависимости, соответствующие крайним значениям α_4^* — кривые 1 и 6 по формуле (10) — и обобщенная зависимость согласно эмпирической формуле М. Т. Столярского (кривая 7). Кривая М. Т. Столярского проходит заметно круче, что физически вполне оправдано, поскольку она относится к спиральной камере, расположенной за рабочим колесом. В этом случае отклонение режима работы от расчетного приводит к более резкому увеличению коэффициентов k_4 (k_2), чем в спиральной камере, расположенной за безлопаточным диффузором.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косточкин В. Н. Тягодутьевые установки центральных электрических станций. М., изд. ГЭИ, 1960.
2. Шерстюк А. Н. Вентиляторы и дымососы. М., изд. ГЭИ, 1957.
3. Столярский М. Т. Обобщенная зависимость для определения потерь в спиральных камерах центробежных нагнетателей. «Теплоэнергетика», 1965, № 8.

Р. А. Измайлов, В. Л. Евланников, инженеры,
А. М. Симонов, канд. техн. наук

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ЯВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ДЛЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

Изучение нестационарных процессов в проточной части центробежных насосов вначале ограничивалось исследованиями с замером параметров в неподвижных элементах проточной части [1, 7]. Затем для выявления причин, способствующих появлению повышенных динамических напряжений в элементах рабочего колеса появилась необходимость исследований в относительном движении. Эта задача была решена с помощью разработанного комплекса аппаратуры [2, 3], который включает в себя малогабаритные датчики давления тензометрического типа, высокооборотный ртутный токосъемник, тензостанцию типа УТС-1-ВТ12/35 и магнитно электрические осциллографы типа Н102. Для визуального наблюдения процессов на экране катодно-лучевого осциллографа 01-4 используются пассивные фильтры РС-типа и четырехканальный коммутатор. Применение тензометрических датчиков давления позволило параллельно с измерением нестационарных давлений в рабочем колесе производить тензометрирование рабочих колес.

Проблема динамической прочности рабочих колес наиболее актуальная для компрессорных установок магистральных газопроводов, поэтому в качестве объекта использования был выбран нагнетатель типа 280-11-1. В исследованиях, проведенных на стенде Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина, принимали участие сотрудники сектора прочности завода под руководством канд. техн. наук Г. А. Раера.

Проточная часть нагнетателя образована штатной улиткой, коротким безлопаточным диффузором и рабочими колесами двух типов с углом выхода $\beta_{л_2} = 21^\circ$ и $42^\circ 30'$. Испытания проводились на воздухе при атмосферном давлении на всасывании в диапазоне окружных скоростей $u_2 = 200-292$ м/сек, перекрывающем расчетную окружную скорость нагнетателя. Производительность нагнетателя определялась по величине статического давления в тарированном всасывающем патрубке, конечное давление измерялось в выхлопном патрубке улитки.

Все тензометрические датчики устанавливались на основном диске рабочего колеса. При $\beta_{л_2} = 21^\circ$ четыре датчика измеряли давление внутри колеса (рис. 1). Два из них — А и Б — были установлены у передней и задней сторон лопатки на диаметре $\bar{D} = 0,97$ и два — В и Г, смещенные на угол 90° , — на входе в рабочее колесо на диаметре $\bar{D} = 0,533$ (датчик Г на рис. 1 не показан).

При $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ датчика А, Б (рис. 2) измеряли мгновенное значение перепада давлений Δp между давлением в канале и давлением, действующим с внешней стороны основного диска, а осталь-

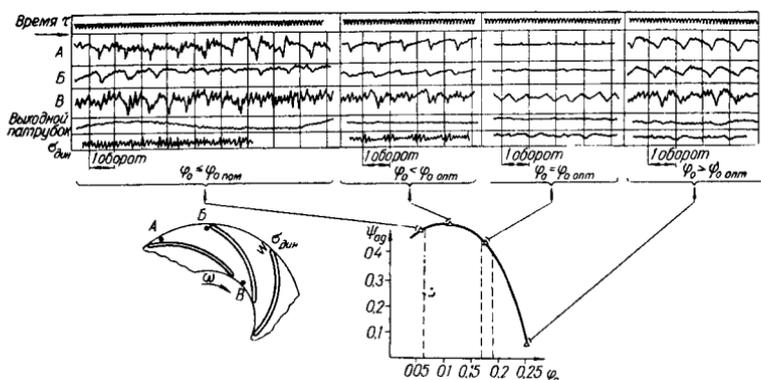


Рис. 1. Нестационарные процессы в нагнетателе с рабочим колесом с $\beta_{л_2} = 21^\circ$.

ные датчики — давление в канале рабочего колеса. Датчики А, Б, В и Г были установлены на диаметре $\bar{D} = 0,97$, датчик Д — на диаметре $\bar{D} = 0,726$ в горловом сечении выхода у передней стороны ло-

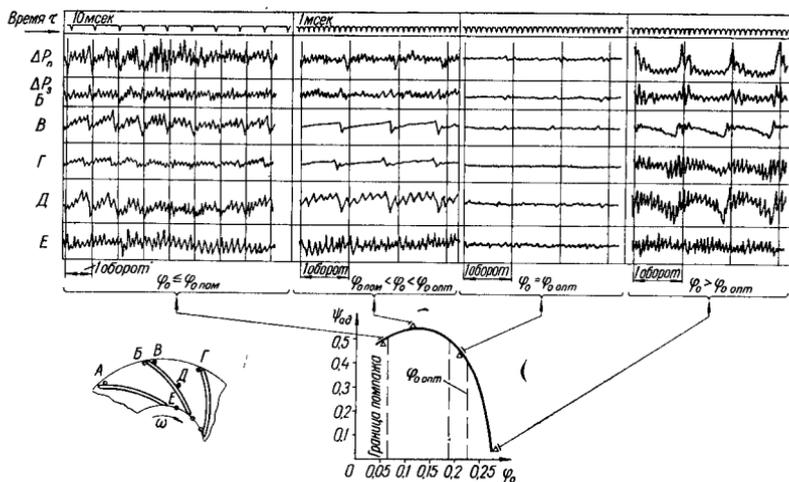


Рис. 2. Нестационарные процессы в нагнетателе с рабочим колесом с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$.

патки и датчик Е — на диаметре $\bar{D} = 0,468$ на входе в решетку рабочего колеса.

При испытаниях рабочего колеса с $\beta_{л_2} = 21^\circ$ в выхлопном патрубке улитки с помощью малоинерционного зонда пульсаций давления тензометрического типа измерялось нестационарное давлe-

ние на выходе из проточной части, а в покрывающем диске у задней стороны лопатки с помощью приклеенных проволочных тензорезисторов измерялись динамические напряжения. Тензометрирование производилось сотрудниками сектора прочности Невского завода под руководством Г. А. Раера.

Данные эксперимента показывают, что в ступенях концевой типа, образованных улиткой с коротким безлопаточным диффузором наблюдается сложная картина нестационарных процессов. На рис. 1 представлена сводная картина пульсаций давления в различных точках колеса с $\beta_{л_2} = 21^\circ$, а на рис. 2 — колеса с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ для четырех диапазонов по расходу. На этих же рисунках показана схема расстановки датчиков и газодинамическая характеристика ступени. Наименьший уровень пульсаций давления во всех точках колеса наблюдается при работе в режиме оптимального расхода соответствующего согласованному режиму работы рабочего колеса и улитки (при коэффициентах расхода $\varphi_0 = 0,17—0,19$ для колес с $\beta_{л_2} = 21^\circ$ и $\varphi_0 = 0,186—0,22$ для колеса с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$). При отклонении от режима согласованной работы колеса и улитки уровень пульсаций давления в рабочем колесе резко возрастает, достигая наибольших значений при максимальном расходе в помпаже. В зоне расходов, больших оптимального ($\varphi_0 = 0,19—0,25$ для $\beta_{л_2} = 21^\circ$ и $\varphi_0 = 0,22—0,28$ для $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$), на периферии рабочего колеса основная частота колебаний давления равна частоте вращения ротора. За время одного оборота ротора от точки, соответствующей минимальному давлению, давление быстро возрастает, а затем плавно падает до минимума. При этом у передней стороны лопатки оно нарастает быстрее, чем у задней. Характерно, что мгновенное значение перепада давления у передней стороны лопатки Δp_n в колесах с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ достигает значительной величины, в то время как Δp невелико. В горловом сечении у выхода из рабочего колеса (точка Д на рис. 2) давление изменяется по тому же закону, что и у задней стороны лопатки (точка Г на рис. 2). На фоне низкочастотных колебаний с частотой вращения видны достаточно интенсивные высокочастотные колебания.

На входе в колесо с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ прослеживается лишь влияние окружной неравномерности статического давления, в то время как на входе в колесо с $\beta_{л_2} = 21^\circ$ происходит интенсивный процесс, основная частота которого вдвое ниже частоты вращения (см. точку В на рис. 1). Кроме того, в этой точке наблюдаются колебания частотой в $3/2$ раза выше частоты вращения. Эти колебания синхронизированы частотой вращения, однако синхронизация не полная. В показателях двух датчиков, установленных под углом 90° друг другу, наблюдается сдвиг фаз, что говорит о перемещении возмущения по окружности. Этот нестационарный процесс с частотой $3/2$ раза выше частоты вращения сохраняется и при работе в режиме оптимального расхода.

В выхлопном патрубке улитки наблюдаются колебания с частотой zn сек, происходящие на фоне низкочастотного хаотического

процесса. В области расходов, меньших оптимального ($\varphi_0 = 0,06 - 0,17$ для колеса с $\beta_{л_2} = 21^\circ$ и $\varphi = 0,06 - 0,185$ для колеса с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$), характер течения принципиально меняется. На периферии рабочего колеса основная частота процесса по-прежнему равна частоте вращения, однако теперь от точки, соответствующей максимальному давлению, за время одного оборота давление резко падает, а потом плавно нарастает до максимума. У передней стороны лопатки давление падает быстрее, чем у задней. На фоне колебаний с частотой вращения отчетливо заметны высокочастотные колебания с частотой в 17—19 раз выше частоты вращения. Мгновенное значение перепада давления в рабочем колесе с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$, у передней стороны лопатки Δp_n по величине меньше, чем в случае $\varphi_0 > \varphi_{\text{опт}}$, в то время как Δp_z по-прежнему достигает той же величины, что и в случае $\varphi_0 > \varphi_{\text{опт}}$. В горловом сечении у выхода из рабочего колеса изменение давления за время одного оборота ротора соответствует изменению давления у передней стороны лопатки на периферии колеса. Кроме того, видны интенсивные колебания с частотой в 6 раз выше частоты вращения.

На входе в межлопаточный канал рабочего колеса с $\beta_{л_2} = 21^\circ$ видны колебания с частотой в $3/2$ раза выше частоты вращения, а основная частота процесса вдвое ниже частоты вращения. Сдвиг фаз в показаниях двух датчиков, установленных на входе на одном диаметре и смещенных относительно друг друга на угол 90° , сохраняется. На входе в межлопаточный канал в рабочем колесе с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ колебания носят хаотический характер.

Помпаж при работе нагнетателя с обоими типами колес наступал при значениях коэффициентов расхода $\varphi_0 = 0,055 - 0,065$. Частота колебаний давления при помпаже $f_{\text{помп}}$ = 12,2—12,8 гц практически не зависела от расхода, окружной скорости и $\beta_{л_2}$. В рабочем колесе колебания давления происходили на фоне огибающей помпажных колебаний и имели такой же характер, как и при работе ступени в режиме $\varphi_0 < \varphi_{\text{опт}}$, т. е. от максимального давления за время одного оборота наблюдалось резкое падение давления и затем плавный рост до максимума. На периферии рабочего колеса, кроме описанных колебаний с частотой помпажа и вращения, видны высокочастотные колебания с частотой в 5—18 раз выше частоты вращения.

На входе в межлопаточный канал рабочего колеса с $\beta_{л_2} = 21^\circ$, кроме описанных выше колебаний помпажа вращения, видны колебания с частотой $3/2$ частоты вращения.

На входе в межлопаточный канал рабочего колеса с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ колебания носят хаотический характер.

На выходе из улитки на части периода помпажных колебаний заметны отчетливые колебания с частотой zn сек.

При работе нагнетателя с рабочим колесом $\beta_{л_2} = 21^\circ$ иногда наблюдалась неустойчивая форма колебаний давления, сопровождающаяся как перестройкой картины течения в каналах колеса, так и резким изменением шума установки. Это явление происходит при

зафиксированном положении дроссельной заслонки. Расход и конечное давление на выходе из ступени не меняются. Такое самопроизвольное циклическое переключение течения происходит от максимального расхода до помпажа. Сильнее всего перестройка течения изменяет характер колебаний у задней стороны лопатки на периферии рабочего колеса. Если в устойчивой форме колебаний основная частота процесса была равна частоте вращения ротора то при неустойчивой форме низшая частота колебаний вдвое меньше частоты вращения ротора. Наблюдения показывают отчетливую связь этих колебаний с процессом, происходящим на выходе в рабочее колесо.

При работе нагнетателя с рабочим колесом с $\beta_{л2} = 42^\circ 30'$ устойчивая форма колебаний появлялась преимущественно при расходах, близких к оптимальным, причем перестройка течения происходила во всех точках канала рабочего колеса.

Как отмечается в работе [5], неустойчивость подобного типа проявляется и при работе нагнетателя на станциях магистрального газопровода.

Рассмотренная выше картина колебаний давления в проточной части нагнетателя показывает влияние различных нестационарных процессов. Главным источником нестационарных процессов для данного типа ступени, образованной рабочим колесом и улиткой с очень коротким безлопаточным диффузором, является неравномерность статического давления в пространстве, окружающем рабочее колесо. Основная частота такого процесса, очевидно, равна частоте вращения ротора. Неравномерность статического давления в пространстве, окружающем колесо, исследовалась в многочисленных работах, например [4, 6]. В этих работах было установлено, что в узком диапазоне расходов, соответствующих оптимальному режиму работы ступени, неравномерность давления имеет наименьшую величину. В области расходов, больших оптимального, неравномерность давления значительна, причем максимум давления достижается не в районе языка улитки, а в области больших углов разворота улитки. На части окружности от минимального давления до максимума улитка работает как диффузор, и далее течение в улитке носит конфузорный характер.

Измерение пульсаций давления при больших расходах показывает, что различные точки канала на периферии рабочего колеса неодинаково реагируют на имеющуюся неравномерность статического давления. Так, например, у задней стороны лопатки (точки Б на рис. 1 и Г на рис. 2) изменение давления за время одного оборота соответствует изменению давления в зазоре со смещением максимума давления в область больших углов разворота улитки, в то время как у передней стороны лопатки (точка А на рис. 1 и В на рис. 2) давление от минимального значения нарастает быстрее и затем медленно падает. Таким образом, неодинаковый закон изменения давления по углу поворота улитки внутри канала и с внешней стороны диска (давление в зазоре) приводит к появлению ди-

намического перепада давлений Δp , который и вызывает вынужденные и резонансные колебания диска. При этом следует еще раз отметить, что в рабочем колесе с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ в области больших расходов основную роль играет перепад давлений у передней стороны лопатки Δp_n . Поэтому для расчета колебаний межлопаточных отсеков нельзя использовать только эпюру неравномерности давления в зазоре, поскольку различные величины скоростей потока по шагу в межлопаточном канале могут привести (как в случае больших расходов у колеса с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$) к различной амплитуде и форме кривой пульсаций давления за время одного оборота ротора. Можно предположить, что у задней стороны лопатки имеется застойная область, и поэтому давление в канале в этой точке равно давлению в зазоре, в то время как в других местах канала, где протекает активный поток, давление в каждый момент времени не равно давлению в зазоре.

Влияние окружной неравномерности давления распространяется далеко в глубь канала (например, точка Д на рис. 2) и прослеживается вплоть до входа в межлопаточный канал.

В области расходов, меньших оптимального, эпюра неравномерности давления в зазоре перестраивается. При этих режимах критическая точка потока смещается в выхлопной патрубок улитки, а в районе языка улитки имеется вихревая область. Поэтому в диапазоне углов разворота улитки от $v=0$ до языка улитка ведет себя как конфузор, а от языка до выхода из улитки течение носит диффузорный характер. Последнее вызвано тем, что при малых производимостях площади сечения нарастают быстрее, чем это требуется при данном угле выхода потока из рабочего колеса. Поскольку смещения минимума давления относительно языка не происходит, то перепад давлений Δp_n не очень велик (по крайней мере, значительно меньше, чем в случае больших расходов). Несущественное различие между законами протекания давления за время одного оборота ротора может объясняться общим снижением уровня скоростей в канале колеса. Влияние окружающей неравномерности по-прежнему распространяется далеко в глубь канала.

Другим источником нестационарных процессов являются отрывные явления в канале колеса. Как показывает приближенный теоретический анализ, при уменьшении расхода от максимального значения частота колебаний давления, вызванных отрывом потока в радиальной плоскости, должна уменьшаться. Эта тенденция подтверждается и в данном случае. Так, например, при больших расходах наблюдаются колебания очень высоких кратностей по отношению к частоте вращения, в то время как при малых расходах отчетливо видны колебания с кратностями 13—17, а при помпаже — 4—5.

Нестационарный процесс, обнаруженный на входе в рабочее колесо с $\beta_{л_2} = 21^\circ$, существует во всем диапазоне расходов, включая помпаж. Главная особенность этого процесса состоит в том, что основная частота его составляет $3/2$ частоты вращения ротора и, за

исключением режима оптимального расхода, на этот процесс накладывается влияние окружной неравномерности давления. Дробное отношение частот показывает, что этот процесс не связан с наличием ребер во всасывающем патрубке или других источников неравномерности давления. Сдвиг фаз в показаниях двух датчиков, установленных на одном диаметре на входе в рабочее колесо и смещенных на угол 90° относительно друг друга, показывает на перемещение возмущения по окружности. Если считать этот процесс аналогичным вращающемуся срыву, то измерения показывают, что это однозонный срыв, перемещающийся со скоростью в 2,5 раза выше скорости вращения ротора.

Этот же процесс связан с появлением циклической неустойчивости компрессора, проявляющейся при работе нагнетателя с рабочим колесом с $\beta_{л_2} = 21^\circ$.

В рабочем колесе с $\beta_{л_2} = 42^\circ 30'$ на входе в колесо нестационарный процесс того типа, который наблюдался при работе нагнетателя с колесом с $\beta_{л_2} = 21^\circ$, не обнаружен.

Циклическая неустойчивость компрессора в этом случае, вероятно, связана с автоколебаниями ротора на масляной пленке, тем более, что наиболее интенсивно она наблюдалась при работе на оптимальном расходе.

Проведенное исследование нестационарных процессов в нагнетателях позволяет сделать следующие выводы.

1. Разработанная методика и аппаратура измерения переменных давлений пригодна для исследования нестационарных процессов в широком диапазоне расходов и окружных скоростей, включая $u = 300$ м/сек.

2. Концевые ступени, образованные улиткой с коротким безлопаточным диффузором, оказывают сильное аэродинамическое воздействие на межлопаточные отсеки рабочих колес, вызывая как вынужденные колебания на частоте вращения, так и резонансные высокочастотные колебания.

3. Пульсации давления в каналах рабочего колеса достигают больших значений не только в области малых, но и больших расходов, могут являться источником повышенных динамических напряжений и приводить к поломкам колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Городецкий О. А.* Исследование некоторых нестационарных явлений в прочной части центробежной компрессорной ступени с безлопаточным диффузором. Автореферат диссертации. Л., 1968.

2. *Измайлов Р. А.* Аппаратура для исследования пульсаций давления в прочной части турбомашин. Сб. «Энергетическое машиностроение. Парогазотурбостроение». № 3—68—2. М., Изд. НИИинформтяжмаш, 1968.

3. *Измайлов Р. А., Селезнев К. П.* Исследование нестационарных процессов в центробежном компрессоре. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины». Вып. 2. Центробежные компрессоры. Серия ХМ-5. М., Изд. ЦИНИхимнефтемаш, 1968.

4. *Мифтахов А. А.* Исследование аэродинамики течения в улитках центробежных компрессорных машин. Автореферат диссертации. Л., 1968.

5. Раер Г. А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. М.—Л., Машгиз, 1968.

6. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М.—Л., Машгиз, 1964.

7. Слезнев К. П., Патрин Ю. В. Исследования нестационарных явлений в центробежной компрессорной ступени. Сб. «Компрессорное и холодильное машиностроения». Вып. 4. М., изд. ЦИНИХимнефтемаш, 1966.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И. КАЛИНИНА

С. А. Анисимов, канд. техн. наук

ПОЭЛЕМЕНТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Все современные методы расчета турбокомпрессоров базируются на широком использовании опытных статистических данных по выполненным машинам или их моделям на основании общих положений теории подобия. Многообразие применяемых конструктивных форм и параметров центробежных компрессоров, а также взаимное влияние ступеней и элементов ступеней друг на друга заставляют при всех методах расчета прибегать к экспериментальной доводке спроектированных ступеней или компрессоров до требуемых параметров. В этом отношении предлагаемый поэлементный метод расчета центробежных компрессоров не является исключением.

В практике отечественного компрессоростроения до последнего времени наибольшее распространение получили два метода газодинамического расчета центробежных компрессоров на оптимальный режим: метод НЗЛ — для расчета многоступенчатых и одноступенчатых стационарных центробежных компрессоров с колесами закрытого типа с радиальными решетками и метод ЦИАМ — для расчета транспортных центробежных компрессоров и нагнетателей с осерадиальными колесами полуоткрытого типа (в основном — одноступенчатых).

При проектировании центробежных компрессоров на заданные производительность \bar{v} и степень повышения давления $P = \frac{p_k}{p_n}$ при любом методе расчета необходимо задаваться на основании опытных статистических данных двумя категориями исходных параметров:

1) коэффициентом напора ψ или к.п.д. η ступени для возможности расчета окружной скорости колеса u_2 и числа ступеней компрессора;

2) коэффициентами потерь энергии ξ_i или к.п.д. η_i отдельных элементов ступени для возможности расчета конструктивных и газодинамических параметров по проточной части ступени.

Физически эти параметры должны быть взаимосвязаны, поскольку величина ψ и η зависит от величины ξ_i и η_i . Эта взаимосвязь обуславливается законом изменения скоростей газа по проточной части ступени и, следовательно, выбором основных конструк-

тивных соотношений для проектируемой ступени. Для расчета ступени необходимо также иметь величину коэффициента теоретического напора ψ_T .

Практически при всех методах расчета коэффициент определяется по полуэмпирическим или теоретическим формулам типа формул Стодола, Экка, Казанджана, в зависимости от применяемых типов колес, характера учитываемых потерь, сложившихся традиций расчета и пр. В дальнейшем анализе коэффициент ψ_T принят за известную величину, определяемую, независимо от метода расчета, по выбранным на основании статистических данных параметрам колеса.

Способы задания указанных двух категорий исходных параметров могут быть различные, в соответствии с чем существенно меняется и вся схема расчета компрессора.

В методе ЦИАМ задаются ψ ступени и ξ_i отдельных элементов ступени и даже отдельных участков элемента, при этом величина ψ и ξ_i не зависят друг от друга. В результате в конце расчета получают новое значение ψ' , соответствующее выбранным ξ_i , которое, как правило, отличается от ψ , по которому выбиралась u_2 . Это заставляет делать пересчет компрессора до получения достаточно удовлетворительного совпадения ψ и ψ' .

Таким образом, этот метод, с одной стороны, позволяет оценить влияние отдельных элементов ступени на эффективность работ всей ступени и достаточно точно рассчитать параметры потока в проточной части ступени, а с другой стороны — из-за необходимости пересчетов оказывается удобным лишь при проектировании одноступенчатых машин.

В методе НЗЛ задаются политропным к.п.д. η_n ступени и принимают, что все элементы работают с одинаковой эффективностью. Принятие в методе НЗЛ условия постоянства к.п.д. по проточной части ступени формально связывает указанные исходные параметры ступени и ее элементов. Однако эта связь искусственная, поскольку она не отражает реального соотношения. Так, например, известно, что в современных центробежных ступенях политропный к.п.д. колеса $\eta_{пк}$ без учета динамического напора всегда выше, чем к.п.д. неподвижных элементов ступени, т. е. $\eta_{пк} > \eta_n$; а следовательно, $\eta_n < \eta_{пк}$. Поэтому определение параметров потока в колесе по величине η_n , а не по $\eta_{пк}$ всегда будет иметь определенную погрешность.

Принятие для ступени условия постоянства к.п.д. η_n существенно упрощает расчет компрессора, особенно многоступенчатого. Поэтому этот метод удобен прежде всего для ориентировочной оценки основных параметров многоступенчатых центробежных компрессоров, а также для расчета центробежных компрессоров, имеющих близкие прототипы среди выполненных машин; вместе с тем этот метод практически целесообразен также и для более детального расчета оригинальных многоступенчатых центробежных компрессоров в условиях, когда отсутствовали опытные данные по эффек-

тивности работы отдельных элементов ступени. Но, одновременно, условие $\eta = \text{const}$ является основным недостатком этого метода: оно не позволяет оценить расчетом влияние отдельных элементов на работу всей ступени и вносит определенную погрешность в расчет параметров потока по проточной части ступени (за исключением граничных сечений), в частности, как уже указывалось, в расчет параметров за колесом.

В предлагаемом поэлементном методе расчета центробежных компрессоров, разработанном в ЛПИ им. М. И. Калинина, на основании опытных статистических данных задаются политропными к.п.д. η_{ni} или коэффициентами потерь ζ_i отдельных элементов ступени, а по ним оценивают уже политропный к.п.д. ступени η_n с помощью предлагаемой зависимости [1, 2]

$$\eta_n^* = 1 - (\Delta\eta_k + \Delta\eta_{2-3} + \Delta\eta_{3-4} + \Delta\eta_{4-0'}) ,$$

где $\Delta\eta$ — потери к.п.д. ступени из-за несовершенства работы отдельных ее элементов (участков).

Значения $\Delta\eta$ определяют через к.п.д. этих элементов по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_k &= 1 - \eta_{nk}^* ; \\ \Delta\eta_{2-3} &= \frac{c_2^2}{c h_i} \zeta_{2-3} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2 h_i} (1 - \eta_{2-3}) ; \\ \Delta\eta_{3-4} &= \frac{c_3^2}{2 h_i} \zeta_{3-4} = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2 h_i} (1 - \eta_{3-4}) ; \\ \Delta\eta_{4-0'} &= \frac{c_4^2}{2 h_i} \zeta_{4-0'} . \end{aligned}$$

Здесь $c_2, c_3,$ и c_4 — абсолютные скорости газа соответственно в сечениях ступени 2, 3 и 4; ζ_{2-3}, ζ_{3-4} и $\zeta_{4-0'}$ — коэффициенты потерь энергии на участках ступени 2—3, 3—4 и 4—0; η_{nk}^* — политропный к.п.д. колеса с учетом динамического напора; η_{2-3} и η_{3-4} — к.п.д. соответственно кольцевого и канального диффузоров (участков ступени 2—3 и 3—4).

Таким образом, в поэлементном методе расчета две указанные категории исходных параметров связаны между собой аналитической зависимостью, отражающей их реальную взаимосвязь. Поэтому этот метод расчета позволяет оценить влияние отдельных элементов ступени на работу всей ступени и тем самым прогнозировать эффективность тех или иных изменений в элементах ступеней. Вместе с тем, этот метод достаточно удобен для расчета многоступенчатых компрессоров.

К настоящему времени на кафедре компрессоростроения ЛПИ подготовлена более подробная схема расчета охлаждаемых многоступенчатых компрессоров на базе колес закрытого и полукрытого типов. Весь расчет разбит на два основных этапа. Первый этап — вариантыные расчеты компрессора, включающие в себя рас-

чет промежуточного охлаждения газа, при котором определяются рациональные степени повышения давления Π_c по секциям при разном числе охладжений, прикидочный расчет основных параметров компрессора (числа оборотов; числа ступеней секций; u_2 , $\frac{b_2}{D_2}$ D_2 — для первой и последней ступеней секций и пр.) и, наконец, предварительный расчет политропных к.п.д. первой и последней ступеней секций для перспективных вариантов компрессора. Второй этап — подробный газодинамический расчет выбранного варианта путем последовательного расчета ступеней.

Необходимая для предлагаемой схемы расчета взаимосвязь между политропными к.п.д. по полным и статическим параметрам колеса, неохлаждаемой ступени и секции устанавливается с помощью соответствующей формулы связи [2]

$$\eta_n^* = 1 - \Omega_i' (1 - \eta_n)$$

путем введения понятия о коэффициенте связи $\Omega_i' = \frac{h_i - h_d'}{h_i'}$.

Величина динамического напора h_d' при расчете Ω_i' берется в зависимости от того, для какого участка проточной части определяется взаимосвязь между к.п.д., т. е. $h_d' = h_{dk} = \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}$ — для колеса; $h_d' = h_d = \frac{c_0'^2 - c_0^2}{2}$ — для ступени и $h_0' = h_{dc} = \frac{c_k^2 - c_n^2}{2}$ — для секции.

Поэлементный метод расчета может быть использован для расчета любых компрессоров: многоступенчатых и одноступенчатых охлаждаемых и неохлаждаемых, с колесами закрытого и полуоткрытого типа и пр. Весь расчет компрессора в предлагаемой редакции поэлементного метода систематизирован и впервые представлен в табличной форме, которая удобна для анализа и позволяет в принципе запрограммировать весь расчет на ЭЦВМ.

Табличная форма расчета позволяет, как для частного случая использовать ее для расчета центробежных компрессоров по методу НЗЛ. В этом случае надо на основании опытных данных по известным прототипам задаться для ступеней η_n и принять, что для всей проточной части ступени величина η_n остается постоянной, т. е. принять $\eta_n = \eta_{nk} = \eta_{2-3} = \eta_{3-4} = \eta_{4-0'}$.

На основании вышеизложенного следует, что в основу поэлементного метода расчета кладутся опытные статистические данные по экономичности (η_i , ξ_i) и взаимному влиянию отдельных элементов ступени. Этот метод не исключает использование и интегральных характеристик ступеней, поскольку они необходимы на стадии вариантных расчетов компрессора при выборе целесообразного распределения Π_c по секциям (расчет охлаждения) и предварительного определения числа ступеней i_c и окружных скорости колес u_2 по секциям, а также полезны для контроля рассчитываемых

мых величин к.п.д. ступеней на базе принятых значений экономических показателей (η_i, ζ_i) отдельных элементов ступеней.

В отношении опытных данных по экономичности работы отдельных элементов ступени дело обстоит более или менее благополучно. Современные методы экспериментального исследования позволяют определить необходимые опытные данные ($\eta_{пк}^*$, η_{2-3} , η_{3-4} , ζ_{2-3} , ζ_{3-4} , ζ_{4-0} по отдельным элементам ступени, пользуясь замерами в абсолютном движении. В результате исследовательских работ, проводимых в ряде организаций (ЛПИ, НЗЛ, ЛенНИИХиммаш, ЦКТИ и др.), накоплен большой материал по ступеням на базе колес с $\beta_{л_2} = 20^\circ \div 55^\circ$, которые в настоящее время имеют наибольшее распространение в стационарных центробежных компрессорах. Имеются опытные данные по ступеням авиационного типа на базе полуоткрытых колес с $\beta_{л_2} = 90^\circ$.

По колесам закрытого типа с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ до недавнего времени практически опытных данных не было. В последние годы в ЛПИ были проведены обширные исследования эффективности работы этих колес и сравнительные испытания ступеней на базе колес с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ и 48° в сочетании с однотипными диффузорами различных конструкций (лопаточными двухъярусными и одноярусными, безлопаточными). Данные опытов при высоких $u_2 \approx 300$ м/сек показывают, что ступени на базе колес с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ по сравнению с $\beta_{л_2} = 48^\circ$ имеют преимущества по напору, но несколько уступают им по экономичности, характеризуются большим сближением оптимального и критического режимов. Кривизна характеристик к.п.д. и напора у этих ступеней примерно одинакова.

Поскольку экономичность колес с $\beta_{л_2} = 90^\circ$ не уступает колесам с $\beta_{л_2} = 48^\circ$, а пологость характеристик к.п.д. и напора даже больше, то повышение эффективности работы ступеней с большими $\beta_{л_2}$ в значительной степени зависит от работы диффузоров. Улучшение эффективности работы диффузоров будет способствовать снижению разницы к.п.д. сравниваемых ступеней. Данные ЛПИ показывают возможности улучшения эффективности диффузоров.

Более трудно оценить взаимное влияние элементов ступени друг на друга при различных их сочетаниях, особенно при нерасчетных режимах. Таких данных еще мало, хотя в отдельных случаях это влияние может быть весьма существенно. Так, например, данные ЛПИ показывают, что при любых $\beta_{л_2}$ в диапазоне $20^\circ \div 90^\circ$ хорошие в аэродинамическом отношении колеса в концевых ступенях с развитым диффузором (кольцевым или канальным) имеют к.п.д. колес $\eta_{пк}^* \approx 0,92 \div 0,94$; эти же колеса в бездиффузорных ступенях, выполненных по схеме колесо-улитка ($\frac{D_{ул}}{D_2} = 1,15 \div 1,17$), показали при различных типах улиток (симметричных с круглым и трапециевидным сечениями, свернутых с круглым сечением) $\eta_{пк}^*$ до $0,88 \div 0,90$, т. е. на 2—4% меньше из-за обратного влияния улиток на работу колеса.

В настоящее время широко ведутся работы, связанные с исследованием эффективности работы не только ступеней, но и их элементов. Все эти исследования дают материал для укрепления фундамента поэлементного метода расчета. С другой стороны, практическое использование этих исследований для расчета центробежных компрессоров может быть сделано прежде всего с помощью предлагаемого поэлементного метода.

Поэлементный метод расчета ступеней и компрессоров применяется при разработке новых модельных ступеней, и за последние годы значительно развит. Однако он нуждается в дальнейшем развитии, совершенствовании и уточнении. Это связано с необходимостью глубокого обобщения имеющихся данных по работам центробежных ступеней и их элементов и представлении их в форме удобной для использования в предлагаемой схеме расчета центробежных компрессоров поэлементным методом. Разработка конкретной схемы газодинамического расчета многоступенчатых компрессоров на нерасчетных режимах также является одной из ближайших задач по развитию этого метода расчета.

Схема расчета многоступенчатого компрессора на оптимальный режим поэлементным методом базируется на конкретных значениях выбираемых величин η_i и ζ_i и не ограничивает способы их определения и функциональную зависимость от параметров компрессора. Поэтому коэффициенты η_i и ζ_i , закладываемые в расчет, могут быть получены в принципе различными путями, т. е. на основании различных опытных или теоретических зависимостей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А. Теория и расчет турбокомпрессоров. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1968.
2. Анисимов С. А. Связь между коэффициентами полезного действия неохлаждаемых компрессоров. Труды ЛПИ, № 264, М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1966.

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. М. И. КАЛИНИНА

Ю. Б. Галеркин, *канд. техн. наук,*
Л. К. Чернявский, *инженер*

ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕЦИФИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ С ВСТРОЕННЫМ ОХЛАДИТЕЛЕМ

Как показано в работе [1], экономичность весьма перспективной центробежной ступени с встроенным охладителем типа Броун-Бовери в значительной степени определяется эффективностью наиболее изогнутого отводящего канала, представляющего собой плоский криволинейный диффузор (рис. 1). Оптимизацию геометрии этого канала и получение данных о потерях в нем можно решить только экспериментальным путем, так как в настоящее время нет

метода расчета течения вязкого газа в сильно изогнутом диффузорном канале.

Исследование выполнялось методом статических продувок одиночного канала. Этот вид эксперимента был выбран ввиду его простоты и нецелесообразности проведения натурных испытаний на первом этапе исследования, когда неизбежно взаимное влияние отводящих каналов вследствие значительного различия их сопротивлений. В процессе продувок заданное направление потока на входе в исследуемый канал обеспечивалось специальными направляющими стенками.

В качестве критериев эффективности канала использовались коэффициент потерь

$$\zeta = \frac{p_{5\text{ ср}}^* - p_{6\text{ ср}}^*}{\frac{p_5 + p_6}{2} \cdot \frac{c_5^2}{2}}$$

Рис. 1. Схема наиболее изогнутого отводящего канала.

и коэффициент неравномерности потока на выходе

$$\chi = \frac{p_{\text{дв ср}}}{\frac{c_6^2}{2} \rho_6}$$

от величины которого прямо зависят потери в располагающемся за отводящими каналами дугообразном колене. В приведенных формулах $p_{5\text{ ср}}^*$, $p_{6\text{ ср}}^*$ и $p_{\text{дв ср}}$ — усредненные по расходу полные и динамическое давления, ρ — плотность газа, c_5 и c_6 — расходные скорости.

Опыты производились при натуральных числах Рейнольдса и Маха: $Re \approx 3 \cdot 10^5$, $M \approx 0,25$. Поверхности моделей канала имели чистоту $\nabla 6$, что обеспечивало достаточно низкие значения критерия шероховатости $R_0 = \frac{ck_{\text{ш}}}{\nu}$, при которых шероховатость стенок практически не влияет на величину потерь.

Исходные геометрические и аэродинамические параметры канала были приняты такими, какие наиболее вероятны в реальной ступени с лопаточным диффузором: $\alpha_5 = 35^\circ$, $H/D_5 = 1,8$, $B/D_5 = 1,72$. Величина угла φ была выбрана из условия отсутствия перегиба у всех отводящих каналов: $\varphi = 14^\circ$. При профилировании всех вариантов канала соблюдались также следующие дополнительные условия:

$$s = 0,01 D_5;$$

$$a_6 = H \frac{\psi^\circ}{180^\circ};$$

углы натекания потока на обе стенки канала равны;
средняя линия канала на выходе перпендикулярна трубной пучку охладителя;

криволинейная часть выпуклой стенки — дуга окружности, дуга которой в каждом варианте принимается по возможно большему; заданный закон изменения ширины канала вдоль средней линии обеспечивается за счет профилирования вогнутой стенки.

Из рассмотрения схемы канала (см. рис. 1) следует, что при данных исходных параметрах и дополнительно принятых условиях уменьшение сопротивления канала можно получить за счет оптимального подбора его профиля (формы средней линии и характера изменения ширины a) и угла ψ , от величины которого зависят от радиуса поворота, гидравлический диаметр, величина стеснения, угол изогнутости и длина канала. Очевидно, что даже при фиксированном значении ψ возможно большое количество вариантов конфигурации канала.

Объем экспериментов по оптимизации канала можно значительно сократить, если иметь хотя бы ориентировочные данные о зависимости эффективности канала от его конфигурации. С этой целью были выполнены предварительные расчеты потерь в канале различной формы.

При расчетах потери рассматривались как сумма гидравлических потерь трения, расширения, потерь вследствие поворота и внезапное расширение при выходе из канала. Каждая составляющая определялась по экспериментальным данным [2] о потерях изогнутых трубах и прямых диффузорах.

В результате расчетов было установлено, что, хотя суммарные потери сильно зависят от высоты канала b , оптимальный профиль канала практически не зависит от нее. Данное обстоятельство позволило провести опыты по оптимизации геометрии при $b = \text{const}$. Было принято $b = 0,03D_5$, что соответствует среднему значению этого параметра в многоступенчатом компрессоре.

Расчеты показали также, что основной составляющей потерь являются потери, обусловленные изогнутостью канала. Отсюда следует, что в основу профилирования канала целесообразно положить принцип максимального радиуса криволинейной части канала (поворот начинается непосредственно с окружности $\varnothing D_5$) и принцип минимальной скорости на повороте (начальный участок канала выполняется в виде прямого диффузора, снижающего скорость c_5 до c_6).

При обоих способах профилирования встает вопрос об оптимальном распределении диффузорности по длине канала. В случае выполнения начального участка в виде прямого диффузора (схема 4 на рис. 2) длину его желательно иметь возможно меньшей с тем, чтобы получить не слишком малый радиус поворота. Следовательно, угол раскрытия диффузора целесообразно задать максимальным, т. е. равным ψ . При этом не возникает опасности появления недопустимо большого угла раскрытия, так как в дан

схеме профилирования $\psi \leq 15^\circ$. Последнее легко показать соответствующими геометрическими построениями.

В случае профилирования по принципу наименьшей кривизны оптимальное распределение диффузорности можно найти только

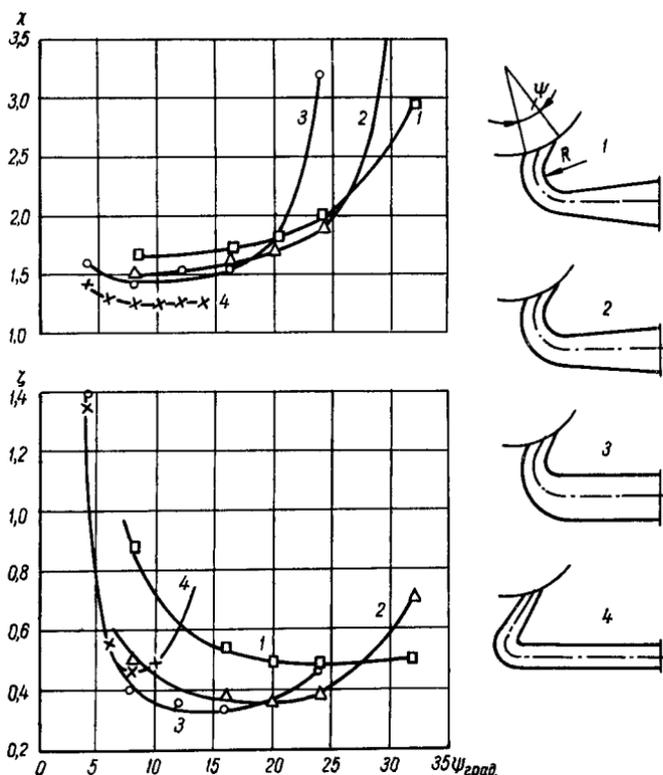


Рис. 2. Зависимость потерь и неравномерности потока в выходном сечении от конфигурации канала при линейном законе изменения ширины на диффузорных и криволинейных участках.

1, 2, 3, 4 — номера схем и серий.

из опыта. Экспериментально были опробованы следующие виды распределения диффузорности (см. рис. 2):

криволинейная часть канала имеет постоянную ширину, равную ширине на входе, расширение происходит во второй (прямолинейной) части (схема 1); ширина канала постепенно увеличивается на всей длине канала (схема 2);

диффузорность сосредоточена в первой половине канала (схема 3).

Основные результаты статических продувок вариантов, спрофилированных по указанным выше способам при линейном изменении

ширины канала на диффузорных и криволинейных участках, представлены на рис. 2. Рассматривая любую пару кривых $\xi=f(\psi)$ $\chi=f(\psi)$, можно отметить, что $\psi_{\text{онтх}} < \psi_{\text{онтс}}$. Это объясняется тем, что выравнивание эпюры скорости в конечном сечении канала при уменьшении угла ψ происходит вплоть до весьма малых значений ψ , когда ядро потока становится соизмеримо с толщиной пограничных слоев, а размер a_6 — с толщиной выходных кромок s .

Из сравнения характеристик 1-ой ÷ 3-ей серий следует, что при переходе от 1-ой серии к 3-ей происходит снижение потерь, и неравномерности потока в выходном сечении. Первое объясняется уменьшением потерь трения благодаря падению средней скорости газа в канале и смещению диффузорного участка в зону относительно того пограничного слоя; второе — уменьшением диффузорности конечного участка канала. Дальнейшее улучшение достигнутых в 3-ей серии аэродинамических качеств канала за счет еще большего смещения диффузорности к входному сечению практически невозможно. Это связано с непостоянством относительного радиуса $R/a_{\text{пов.ср}}$ который при смещении диффузорности к началу канала уменьшается как вследствие увеличения $a_{\text{пов.ср}}$, так и из-за уменьшения l . Таким образом, расширение в первой половине канала следует считать оптимальным заданием распределения диффузорности в случае профилирования по принципу наименьшей кривизны поворота.

Сопоставляя результаты испытаний 4-ой и 1-ой ÷ 3-ей серий можно видеть, что, как и следовало ожидать, профилирование канала с начальным участком в виде прямого диффузора обеспечивает меньшую неравномерность поля скоростей на выходе. Однако по основному показателю (коэффициенту потерь) эта серия значительно уступает лучшей из первых трех (3-ей серии). Кроме того $\psi_{\text{онт}}$ 4-ой серии намного меньше $\psi_{\text{онт}}$ любой из первых трех серий, а это означает необходимость иметь большее количество отводящих каналов в ступени.

Таким образом, построение канала по схеме с максимальным радиусом поворота и расширением в первой половине канала может считаться наилучшим способом профилирования, а канал 3-ей серии с $\psi \approx 15^\circ$ — наиболее удачным вариантом канала при соблюдении линейного закона изменения ширины на криволинейных диффузорных участках.

В заключении опытов по оптимизации канала была предпринята попытка улучшить его аэродинамические качества за счет более интенсивного (по сравнению со случаем линейного изменения ширины) расширения начального участка. Необходимое изменение геометрии канала обеспечивалось увеличением радиуса выпуклой стенки. В результате эксперимента установлено, что несмотря на существенное улучшение структуры потока на выходе (рис. 3) данным способом можно добиться лишь незначительного повышения эффективности канала; при резком расширении происходит возрастание потерь вследствие возникновения отрыва на вогнутой стенке. У оптимального канала имеем $\xi = 0,31$, $\chi = 1,46$.

Таким образом, в результате обработки формы наиболее изогнутого канала получены довольно высокие показатели его эффективности. Небольшая величина ξ и умеренное значение χ подтверждают высказанное в работе [1] предположение о возможности создания экономичной центробежной ступени рассматриваемого типа.

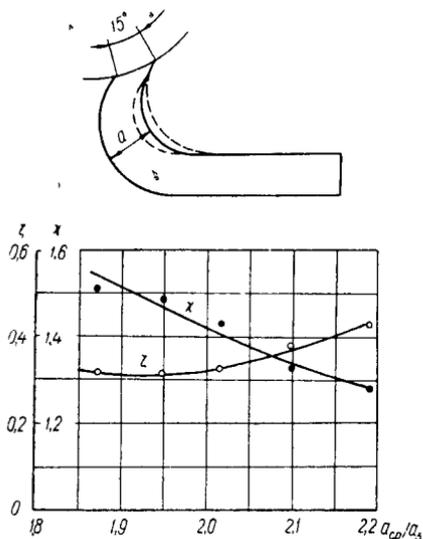


Рис. 3. Изменение показателей эффективности канала при увеличении интенсивности расширения начального участка.

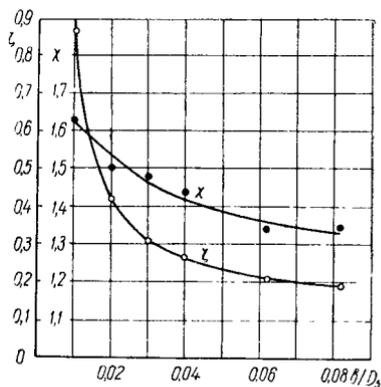


Рис. 4. Зависимость потерь и неравномерности потока на выходе от высоты сечения канала.

Одной из важнейших задач исследования отводящих каналов является получение экспериментальных данных о зависимости эффективности каналов от относительной высоты b/D_5 . Для получения этих сведений были выполнены продувки серии каналов, имевших разную высоту сечения, но одну и ту же конфигурацию, в качестве которой была принята оптимальная конфигурация, отработанная при $b/D_5 = 0,03$. Полученные характеристики приведены на рис. 4. С увеличением b/D_5 снижаются как потери, так и неравномерность поля скоростей в выходном сечении. И то и другое объясняется увеличением гидравлического диаметра и уменьшением вредного влияния вторичных токов.

Быстрое улучшение показателей эффективности канала при увеличении его высоты дает основание полагать, что в ступени данного типа предпочтительнее использовать лопаточный диффузор, применение которого обеспечит по сравнению с безлопаточным диффузором значительно большую высоту отводящих каналов. Возможно также окажется целесообразно расширение лопаточного диффузора в меридиональной плоскости. Кроме того, заслуживает изучения вариант проточной части с переменной (увеличивающей-

ся) высотой сечения отводящих каналов или скачкообразным увеличением размера на окружности $\varnothing D_5$.

Представленные в настоящей работе зависимости потерь и неравномерности потока в выходном сечении наиболее изогнутого канала от важнейших геометрических параметров могут использоваться для расчета отводящих каналов многоступенчатого компрессора рассматриваемого типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Галеркин Ю. Б., Климов Л. А.* и др. Некоторые пути развития стационарных центробежных компрессоров. Труды ЛПИ № 297. М.—Л., изд-во «Энергомашиностроение», 1968.
2. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ КРИОГЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

А. П. Никонов, инженер

О МАТЕРИАЛАХ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ КИСЛОРОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Загорание лабиринтных уплотнений кислородных компрессоров нередко объясняется разогревом металла, происходящим в результате трения. Содержанием настоящей работы является оценка стойкости различных металлов против загорания в зависимости от конструктивных размеров испытываемых образцов и давления кислорода для условий, приближенных к работе лабиринтных уплотнений кислородных компрессоров типа КТК-12,5.

Испытания проводились на установке (рис. 1), основной частью которой является камера высокого давления 1. В камере вращаются металлические бандажы 2 (гладкий при испытаниях образец металлов и с зачеканенными гребнями при испытаниях гребней и обойм уплотнений). Скорость на наружном диаметре гладкого бандажя и гребней составляла соответственно $v=60$ и 45 м/сек. Образец 3 поджимался к бандажу (гребням) специальным механизмом подачи — 4. Давление кислорода в камере измерялось манометром 6, а температура — термометром 5, установленной в рабочем пространстве камеры. Установка была снабжена подогревателем кислорода 7.

В опытах определялись минимальные давления кислорода, при которых происходило воспламенение и сгорание образца испытываемого металла при кратковременном трении его о вращающийся металлический бандаж. Были приняты постоянными величина износ образца, равная $1,5$ мм (что соответствовало времени трения $0,5 \div 1,0$ сек), и сила поджатия образца к бандажу $f=20$ кг. При выборе второй величины исходили из предположения, что в компрессор

возможен вырыв проволоки для зачеканки гребней уплотнений, которая под действием центробежной силы прижимается к статорной втулке с силой, равной примерно 20 кг.

Материалами для образцов служили стали X18H9T, X15H9Ю, 3×13, 2×13, латунь Л62, медь МЗ, никель Н2 и медистый чугун.

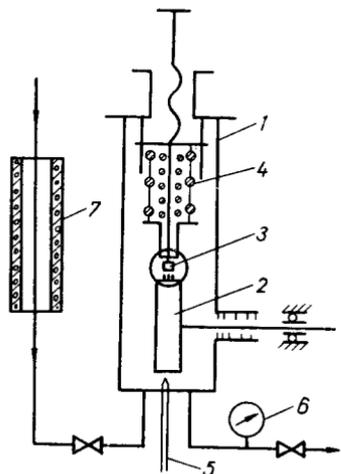


Рис. 1. Схема установки для испытания металлов на воспламенение при трении в кислороде.

Бандажи были изготовлены из стали X18H9T, латуни ЛЖМЦ 59-1-1 и медистого чугуна. Комбинированием металлов бандаж и образца получали различные пары трения.

Опыты проводились в интервале давлений $1 \div 30$ кг/см² при начальной температуре $18 \div 20^\circ\text{C}$. Результаты испытаний образцов представлены в табл. 1.

Кроме того, были проведены опыты с образцами различных диаметров без ограничения времени трения и степени износа образца (табл. 2).

Таблица 1. Условия воспламенения образцов диаметром 2×10 мм из различных металлов при трении в кислороде о вращающийся металлический бандаж ($f=20$ кг, $v=60$ м/сек)

Металл	Давление в камере, кг/см ²	Горение	Металл	Давление в камере, кг/см ²	Горение
Ст. 3	1,0	Нет	Ст. 3×13	4,0	Да
»	1,7	Да	X18H9T	1÷30	Нет
Медистый чугун	4,5	Нет	Латунь Л-62	1÷30	»
»	5,0	Да	Медь МЗ	1÷30	»
Ст. 3x13	3,5	Нет	Никель	1÷30	»

Таблица 2. Условия воспламенения образцов из Ст. 3, чугуна и X18H9T в зависимости от диаметра ($f=20$ кг, $v=60$ м/сек)

Металл	Диаметр образца, мм	Давление в камере, кг/см ²	Горение
Ст. 3	2	1,7	Да
»	4	4,0	»
»	6	6,0	»
Медистый чугун	2	5,0	»
»	6	7,0	»
Сталь X18H9T	2	1÷30	Нет
»	6	9,0	Да
»	8	9,0	»
Латунь (фольга), свернутая в трубку	0,3	1÷30	Нет

В таблицах не указан материал бандажей, так как опытами установлено, что материал бандаж не влияет на величины минимальных давлений. Из приведенных результатов видно, что минимальные давления кислорода, при которых происходит воспламенение от трения о бандаж, различны для различных металлов. Для сталей Ст. 3, 3×13 и медистого чугуна эти величины соответственно 1,7; 4,0; 5 кг/см^2 (образцы $\varnothing 2 \text{ мм}$).

Медь, латунь и никель не воспламеняются при давлениях до 30 кг/см^2 независимо от размеров образца, степени его поджата и величины износа. Латунная фольга толщиной 0,3 мм (свернутая в трубку) не горит при давлении до 30 кг/см^2 . При увеличении диаметра образцов из Ст. 3 и медистого чугуна минимальное давление возрастает. Однако для стали Х18Н9Т наблюдается обратное явление: образец диаметром $6 \div 8 \text{ мм}$ воспламеняется при давлении 9 кг/см^2 , а образец диаметром 2 мм — при давлении свыше 30 кг/см^2 .

Результаты опытов показывают, что никель, медь и латунь могут быть рекомендованы (с некоторыми ограничениями по толщине элементов деталей, вытекающими из пределов их горения в кислороде) для изготовления деталей лабиринтных уплотнений. Использование медистого чугуна, сталей Х18Н9Т и 3×13 должно быть существенно ограничено допустимыми рабочими давлениями кислорода и конструкцией узла лабиринтных уплотнений.

В описанных опытах формы и размеры образцов (рис. 2) отличались от формы и размеров действительных уплотнений и, кроме того, опыты проводились по схеме, когда элементы, имитирующие движущиеся детали, оставались неподвижными. Соотношение размеров (масс) трущихся элементов также было обратным. Целью настоящих испытаний было установление возможности загорания при трении в кислороде гребней и обойм лабиринтных уплотнений, материал, форма, размеры и схема работы которых соответствуют применяемым в центробежных кислородных компрессорах.

В качестве материала гребней приняты латунь, никель и алюминий. Материалы обоймы (сухарь) — медистый чугун, чугун СЧ 18-36, сталь Х15Н9Ю и латунь (рис. 3). Испытания проводились с постоянным усилием поджатия сухаря к гребням, равным 5 кг. Величина усилия поджатия выбрана из условия сохранения жесткости гребней, а также из оценки величины центробежной силы, прижимающей оторвавшийся гребень к поверхности обоймы. Продолжительность опыта составляла $40 \div 300 \text{ сек}$.

Во время опытов не произошло ни одного случая загорания гребней. Гребни из латуни и никеля не загорались даже при сгорании сухарей. На латунных гребнях в этих случаях наблюдалось лишь частичное местное выплавление металла. При отсутствии загорания не происходило заметного износа гребней лабиринтов, хотя гребни прорезали канавки в сухарях из чугуна и стали Х15Н9Ю на всю высоту. Гребни из алюминия в условиях опытов не загорались, но сминались и изнашивались.

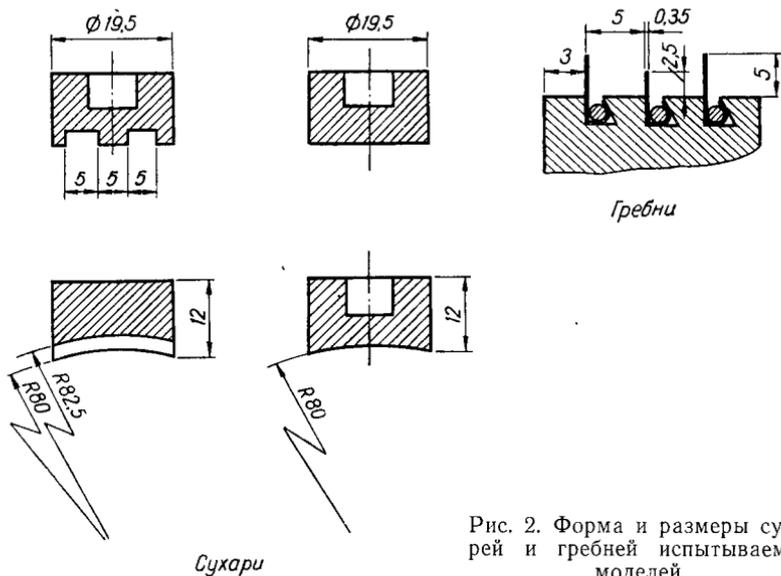


Рис. 2. Форма и размеры сухарей и гребней испытываемых моделей.

При обдуве сухаря прямым потоком кислорода удалось зажечь сухарь из чугуна СЧ 18-36 при давлении кислорода $6,6 \text{ кг/см}^2$ лишь в одном опыте из 14 (гребни из латуни). После установки обтекателя, который защищал сухарь от обдува прямым потоком кислорода, чугунные обоймы сгорали в каждом опыте. С установкой обтекателя размер зазора, через который может проходить кольцевой поток газа, а следовательно, и условия обдува кислородом места трения, приближались к имеющимся в реальных конструкциях. Давления кислорода, при которых сгорали чугунные втулки, составляли $5-14 \text{ кг/см}^2$. Время трения до загорания составляло $40-180 \text{ сек}$, при этом гребни прорезали в сухарях канавки глубиной $1,7-2,5 \text{ мм}$.

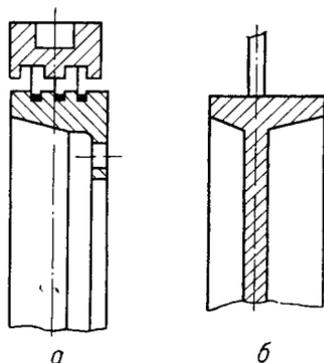
Сухари из стали Х15Н9Ю зажечь не удавалось даже при наличии обтекателя.

Эти опыты указывают на возможность загорания чугунных обойм в реальных конструкциях трением о них вращающихся тонкостенных элементов, например, гребней, проволоки для зачеканки и др.

На основе проведенных опытов можно сделать следующие выводы:

Рис. 3. Схема контакта при трении во время испытания:

а — гребней; б — металлических образцов диаметром 2 мм



при трении в кислороде возможно загорание металлов, применяемых для изготовления обойм лабиринтных уплотнений;

никель, латунь и медь не загораются в кислороде при давлениях до 30 кг/см^2 независимо от размеров образцов и условий трения; углеродистые стали, медистый чугун и Ст. 3×13 загораются при трении в кислороде при сравнительно низком давлении кислорода в пределах $1,7—5 \text{ кг/см}^2$;

обоймы лабиринтных уплотнений из медистого и серого чугуна загораются при трении гребнями из латуни и никеля;

гребни лабиринтных уплотнений из латуни и никеля не загораются при длительном трении об обоймы из медистого чугуна, латуни и стали Х15Н9Ю;

Таблица 3 Условия пожаробезопасности применения металлов в лабиринтных уплотнениях кислородных центробежных компрессоров

Металл (сплав)	Минимальная толщина элементов деталей лабиринтных уплотнений, мм	Рабочая температура до 160°C	
		Давление кислорода, <i>атм</i>	
		до 8	до 35
Сталь Х18Н9Т ГОСТ 5632—61	>2	+	—
Чугун медистый ККЗ ТУ	<2	—	—
Никель Н2, Н3, Н4 ГОСТ 849—56	>2	+	—
Латунь Л-62 ГОСТ 1019—47	>0,1	+	+
Медь МЗ ГОСТ 859—66	>0,3	+	+
Сплавы серебра с Al_2O_3	>0,1	+	+

Примечание. Допускается (+), не допускается (—).

установлено также, что зажигание и горение обойм лабиринтных уплотнений существенно зависит от давления кислорода. При этом, по-видимому, существует интервал давлений кислорода, в котором условия для зажигания и горения являются наиболее благоприятными. В проведенных опытах указанный интервал равен $6 \div 14 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом, для повышения надежности кислородных центробежных компрессоров можно рекомендовать изготовление обойм лабиринтных уплотнений из латуни и бронзы, а гребней — из латуни и никеля. Применение металлов для изготовления деталей лабиринтных уплотнений следует регламентировать данными, приведенными в табл. 3.

А. М. Степанов, инженер

**ОБ ОЦЕНКЕ ЖЕСТКОСТИ ОПОРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
И ФУНДАМЕНТОВ НАТУРНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ**

Изучение большого числа газотурбинных агрегатов (ГТУ) новейших конструкций показало, что в результате увеличения их быстроходности и уменьшения веса фундаментов упругие свойства опор часто определяют вибрацию всей машины.

Расчет вибрации вновь проектируемого агрегата практически невозможен из-за большой неопределенности исходных данных. Жесткость и масса в расчетной схеме фундамента определяются не только его геометрическими размерами, но и качеством изготовления, условиями эксплуатации. Для проведения расчета иногда опытным путем находят приведенные жесткость и массу. Однако точность таких расчетов все же не превышает 20—30% [1]. Силы затухания в фундаменте также очень неопределенны и должны находиться экспериментально для каждого нового типа конструкции.

Исследование динамических свойств фундаментов [1, 2] показало, что наиболее рациональным является определение динамических жесткостей опор роторов, т. е. отношения амплитуды синусоидальной силы, вызывающей колебания упругой системы, к амплитуде колебаний этой системы в точке приложения силы или в любой другой точке. Если измерять еще и сдвиг фаз между силой и перемещением, то их отношение может быть представлено в комплексной форме. Динамическая жесткость в этом случае характеризует все основные свойства системы, включая затухание.

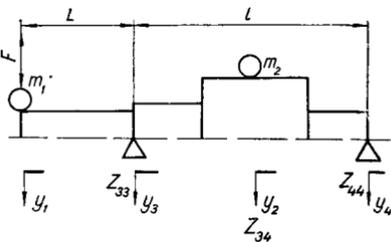
Эксперименты по определению динамической жесткости или обратной величины — динамической податливости просты и легко осуществимы и заключаются в измерении амплитуды, частоты и фазы колебаний опор без роторов, вызываемых гармонической силой с переменной частотой и заданной амплитудой. Эта сила обычно создается с помощью механического вибратора, закрепленного на опоре-фундаменте. Результаты эксперимента представляются в виде графиков зависимости от частоты модулей и фаз динамических жесткостей. Одной из основных задач эксперимента является установление соответствия расчетных схем реальной системе ротор-фундамент.

Известно, что в предварительных расчетах опоры роторов считают абсолютно жесткими. В настоящей работе разрабатывается методика оценки допустимости такой идеализации.

В газотурбинных установках применяются жесткие роторы. Первая критическая скорость каждого ротора находится выше рабочих оборотов. Расчетные схемы для определения критических скоростей удастся свести к колебательным системам, состоящим из невесомой консольной балки переменного сечения с сосредоточен-

ными на консоли и в межопорном пролете массами. В реальных роторах ГТУ всегда можно выделить значительные сосредоточенные массы, так что формулы приведения приходится применять лишь к небольшой по величине распределенной массе вала. Критические скорости таких систем определяются величинами сосредоточенных масс и коэффициентами влияния в точках закрепления масс. В расчеты вводится поправка, учитывающая действие гироскопических моментов.

Предполагается, что опоры роторов абсолютно жесткие. Следовательно, вибрации подшипников при действии сил остаточного небаланса должны быть равны нулю. В действительности же те или иные вибрации подшипников всегда имеют место во время работы агрегата. Амплитуды этих вибраций зависят от динамических свойств опорных конструкций, а для проведения расчета необходимо использовать экспериментальные данные, полученные в натуральных условиях.



Расчетная схема для определения вибрации роторов и опор ГТУ.

Введем величины, характеризующие опорные конструкции, в расчетную схему одного из газотурбинных агрегатов (рисунок).

Найдем вибрации машины, консольный двухопорный ротор которой имеет податливые опоры с динамическими жесткостями соответственно $Z_{33}(\omega)$ и $Z_{44}(\omega)$. В общем случае необходимо, кроме главных, учесть еще и перекрестные динамические жесткости $Z_{33}(\omega)$ и $Z_{44}(\omega)$.

В середине пролета между опорами и на консоли находятся сосредоточенные массы m_2 и m_1 . Пусть колебания системы возбуждаются гармонической силой $F = F_0 e^{i\omega t}$, приложенной к массе m_1 . Обозначим: y_1, y_2, y_3, y_4 — перемещения соответствующих сечений ротора в неподвижной системе координат; $\alpha_{11}, \alpha_{12} = \alpha_{21}, \alpha_{22}$ — коэффициенты влияния упругой балки на абсолютно жестких опорах.

Тогда дифференциальные уравнения совместных колебаний масс m_1 и m_2 могут быть написаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= y_3 \left(1 + \frac{L}{l} \right) - y_1 \frac{L}{l} - \alpha_{11} m_1 \ddot{y}_1 - \alpha_{12} m_2 \ddot{y}_2 + \alpha_{11} F; \\ y_2 &= \frac{1}{2} (y_3 + y_4) - m_1 \ddot{y}_1 \alpha_{21} - m_2 \ddot{y}_2 \alpha_{22} + \alpha_{21} F; \\ y_3 &= R_3 \frac{1}{z_{33}(\omega)} + R_4 \frac{1}{z_{34}(\omega)}; \\ y_4 &= R_3 \frac{1}{z_{43}(\omega)} + R_4 \frac{1}{z_{44}(\omega)}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_3 и R_4 — реакции опор, возникающие при колебаниях системы, определим из уравнений равновесия вала с учетом сил инерции по принципу Даламбера:

$$\left. \begin{aligned} R_3 &= (F - m_1 \ddot{y}_1) \frac{L+l}{l} - \frac{1}{2} m_2 \ddot{y}_2; \\ R_4 &= -(F - m_1 \ddot{y}_1) \frac{L}{l} - \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Решение ищем в виде

$$y_1 = Y_1 e^{i\omega t}; \quad y_2 = Y_2 e^{i\omega t}; \quad y_3 = Y_3 e^{i\omega t}; \quad y_4 = Y_4 e^{i\omega t}. \quad (3)$$

После подстановки (3) в уравнения (1) и (2) и приведения подобных членов получим алгебраические уравнения, из которых находятся формы и частоты собственных колебаний системы. Эти уравнения по своему виду не отличаются от аналогичных уравнений для ротора на абсолютно жестких опорах. Только коэффициенты влияния теперь являются функциями частоты.

Если обозначить: α_{110} , α_{220} , α_{120} — коэффициенты влияния вала, найденные с учетом упругих свойств опор, то:

$$\begin{aligned} \alpha_{110} &= \alpha_{11} \left[1 + \frac{1}{\alpha_{11} Z_{33}} \left(1 + \frac{L}{l} \right)^2 + \frac{1}{\alpha_{11} Z_{44}} \left(\frac{L}{l} \right)^2 - 2 \frac{L}{l} \left(1 + \frac{L}{l} \right) \frac{1}{Z_{34}} \right]; \\ \alpha_{120} &= \alpha_{210} = \alpha_{12} \left[1 + \left(\frac{1}{\alpha_{12} Z_{33}} + \frac{1}{\alpha_{12} Z_{43}} \right) \cdot \frac{1}{2} \left(1 + \frac{L}{l} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{1}{\alpha_{12} Z_{44}} + \frac{1}{\alpha_{12} Z_{43}} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{L}{l} \right]; \\ \alpha_{220} &= \alpha_{22} \left[1 + \frac{1}{4\alpha_{22} Z_{44}} + \frac{1}{2Z_{13}\alpha_{22}} + \frac{1}{4\alpha_{22} Z_{33}} \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

Выясним, как изменяются коэффициенты влияния вследствие учета перемещений опор. Поправки, учитывающие влияние опор, определяются выражениями (4) и зависят от отношения $\frac{1}{\alpha Z}$ и от геометрических размеров ротора. Конструкции реальных агрегатов таковы, что величина $\frac{1}{\alpha Z}$ — отношение динамической податливости опоры $\frac{1}{Z}$ к коэффициенту влияния ротора на жестких опорах α — может принимать самые разнообразные значения.

Возможны следующие соотношения этих величин:

динамические податливости опор гораздо меньше коэффициентов влияния. Тогда поправки к α_{11} ; α_{12} ; α_{22} малы. При этом вибрации ротора можно находить, полагая опоры абсолютно жесткими, а ви-

брации опор определять по известной динамической жесткости и силам реакции ротора в точках опоры;

динамические податливости опор имеют одинаковый порядок с коэффициентами влияния. В этом случае нужно рассчитывать совместные колебания ротора и опор. Расчет лучше всего проводить на ЭЦВМ, используя опытные графики зависимости от частоты динамической податливости или динамической жесткости опор. Следует отметить, что одинаковые по конструкции опоры могут в разной степени изменять коэффициенты влияния. Например, коэффициенты влияния вала в сечениях на консоли больше зависят от динамической податливости ближайшей к консоли опоры. Так что одну опору консольного ротора следует делать более жесткой, чем другую;

динамические податливости опор могут быть гораздо больше, чем наибольший коэффициент влияния. При этом в выражении (4) следует пренебречь членами, не содержащими $Z(\omega)$. Вибрации всей системы определяются динамическими свойствами опор. Причем характер вибрации существенно зависит от того, где находятся резонансы опор до критических оборотов или за критическими оборотами роторов машины.

Если резонансы опор находятся выше I критической скорости, то физическая картина явления ясна. Вибрации определяются движением жесткого ротора на мягких пружинах, приведенная жесткость которых может быть определена из элементарного расчета опор. Если же резонансы опор находятся ниже I критической скорости ротора вблизи зоны рабочих оборотов или даже совпадают с рабочими оборотами, то в расчете должны быть обязательно учтены масса и демпфирующая способность опор, что может быть сделано только на основании обширных экспериментальных исследований натуральных машин.

Приведенная классификация дает возможность сравнивать сильно отличающиеся друг от друга конструкции. Причем не исключаются и такие опоры, резонансные частоты которых находятся в зоне рабочих оборотов. В формулы для поправок в этом случае следует подставлять наибольшее значение модуля динамической податливости, полученное на резонансе. Таким образом, качество опор оценивается не только по их упругоинерционным характеристикам, но и по силам затухания.

Опыт эксплуатации большого числа стационарных турбоагрегатов показал, что агрегаты с жесткими (по приведенной классификации) опорами отличаются спокойным ходом и малой чувствительностью к различным погрешностям монтажа. Значительно упрощаются и расчеты вибрации, а, значит, проще получить требуемые вибрационные характеристики. Поэтому жесткие опоры следует признавать наиболее рациональными для стационарных турбоагрегатов.

Таким образом, оценка жесткости опорных конструкций и фундаментов натуральных турбоагрегатов (ГТУ) возможна лишь при на-

личии экспериментальных графиков динамических податливостей или динамических жесткостей опор. Жесткость опор определяется, в основном, величиной отношения экспериментальных динамических податливостей опор и расчетных коэффициентов влияния ротора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаричев В. В. Фундаменты под турбоагрегаты. М., Госэнергоиздат, 1952.
2. Бабаков И. М. Теория колебаний. М., изд-во «Наука», 1965.
3. Раер Г. А. Определение критического числа оборотов консольных валов. «Котлотурбостроение», 1952, № 3.

РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНО-МОРСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. АДМИРАЛА
С. О. МАКАРОВА

И. А. Сакун, доктор техн. наук,
П. Ф. Рахманов, канд. техн. наук,
Э. Г. Харазов, инженер

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Кафедрой ТММ и ДМ ЛВИМУ им. адмирала С. О. Макарова были проведены работы по исследованию сил и крутящих моментов, действующих на роторы винтового компрессора с окружным и эллиптическим профилями зубьев. При этом ставились задачи: получить данные, позволяющие оценить величину и направление радиальных усилий в опорных подшипниках компрессора; определить величины осевых усилий в упорных подшипниках компрессора; величины и характер изменения крутящих моментов на роторах компрессора.

Исследования проводились на моделях в лабораторных условиях и на стенде. В результате лабораторных исследований была выбрана методика определения сил [2] и крутящих моментов, позволяющая достаточно точно выполнять необходимые измерения.

Исследования на стенде проводились на экспериментальном винтовом компрессоре (ВКЭ) с роторами окружного и эллиптического профиля, диаметром ведущего ротора 160 мм и числом оборотов от 5700 до 9000 об/мин. Компрессор имел опорные и упорные подшипники скольжения и геометрическую степень сжатия $\epsilon_r = 3$.

Измерения проводились с помощью электротензометрии напряжений в подшипниках и роторах. При этом использовались проводочные тензодатчики типа ПКБ-10 сопротивлением 100 и 200 ом, усилительная и регистрирующая аппаратура — усилители ТА-5, электронные измерители деформаций ЭИД-3, ИД-62М, осциллограф Н-700.

Режимные испытания компрессора с винтами окружного и эллиптического профилей проходили при $n = 5700, 7000, 8000, 9000$ об/мин; нагрузках, соответствующих степеням сжатия $\epsilon = 2; 3,5; 5; 7$ и впрыске воды в количестве 20% от весового расхода.

Определение величины и направления радиальных сил проводилось с помощью тензометрии напряжений в опорных гребнях

подшипников. В результате изменения формы опорной части штатного подшипника пространственное напряженное состояние тела вкладыша было сведено к плоскому. Результаты эксперимента сравнивались с данными расчета, произведенного по методике, изложенной в [1].

На рис. 1 приведены экспериментальные и расчетные зависимости опорных реакций в подшипниках со стороны нагнетания.

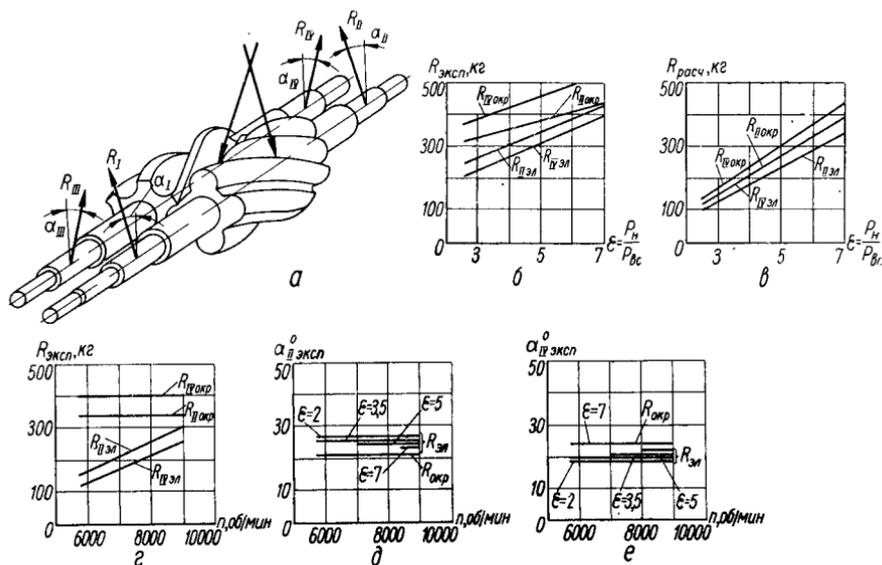


Рис. 1. Экспериментальные и расчетные зависимости опорных реакций в подшипниках со стороны нагнетания.

В функции степени сжатия при $n = \text{const} = 9000 \text{ об/мин}$ (см. рис. 1, а, б) и в функции числа оборотов при $\epsilon = 3,5$ (см. рис. 1, г), а также положение вектора опорных реакций в функции числа оборотов при $\epsilon = \text{const}$ (см. рис. 1, д, е).

Величины опорных реакций с увеличением степени сжатия и при $n = \text{const}$ возрастают. Причем характерно, что опорные реакции компрессора с окружным профилем почти на всех режимах превышают соответствующие реакции компрессора с эллиптическим профилем (см. рис. 1, б, в, г).

Это объясняется тем, что фактическое распределение давлений по полостям у компрессора с эллиптическим и окружным профилем разное. В силу большей осевой негерметичности компрессора с роторами окружного профиля величины опорных реакций этого компрессора в большей мере зависят от общей степени сжатия ϵ .

При изменении числа оборотов и $\epsilon = \text{const}$ величины опорных реакций меняются незначительно у компрессора с окружным профилем и более заметно у компрессора с эллиптическим профилем

(см. рис. 1, *з*). Так, при изменении n от 5700 до 9000 об/мин и $\varepsilon = 3,5$ опорные реакции меняются:

окружной профиль: $R_{II} \approx 340$ кг, $R_{IV} \approx 400$ кг;

эллиптический профиль: R_{II} от 160 до 300 кг, R_{IV} от 120 до 250 кг.

Это объясняется тем, что у компрессора с эллиптическим профилем вследствие его большей осевой герметичности с увеличением числа оборотов происходит повышение давления внутреннего сжатия более интенсивно, чем у компрессора с окружным профилем. При сравнении экспериментальных и расчетных величин опорных реакций видно, что экспериментальные значения выше расчетных. Причем разница между расчетными и экспериментальными данными уменьшается по мере увеличения общей степени сжатия (см. рис. 1, *а*, *б*, *в*), т. е. с увеличением нагрузки повышается и точность измерений.

Одной из причин несовпадения расчетных и экспериментальных значений является также неточное определение давлений газа в промежуточных полостях винтов. Определенной зависимости в изменении направления опорных реакций при изменении нагрузки обнаружить не удалось. Однако видно, что у компрессора с окружным профилем изменение степени сжатия практически не вызывает изменения направления опорных реакций. У компрессора с эллиптическим профилем изменение направления опорных реакций наблюдается в пределах $\sim 7^\circ$ (см. рис. 1, *з*, *д*). При изменении числа оборотов и $\varepsilon = \text{const}$ направление опорных реакций как у компрессора с окружным, так и с эллиптическим профилем практически не изменяется.

Определение величин и характера изменения крутящих моментов на роторах компрессора проводилось с помощью тензодатчиков, наклеенных в трех сечениях роторов [3]. Токпровод от мест наклейки датчиков к регистрирующей аппаратуре осуществлялся через радиальные и осевые сверления роторов и ртутные токосъемники. На рис. 2, *а*, *б* приведены экспериментальные зависимости крутящего момента, подводимого к ведущему ротору компрессора с эллиптическим профилем. Характер изменения крутящих моментов в сечениях 1—1 и 1'—1' (M_I и M'_I) для компрессоров с окружным и эллиптическим профилем имеет одну и ту же закономерность. Однако величина момента, замеренного за шестернями связи ведущего ротора с окружным профилем M'_I , несколько меньше подведенного момента M_I , т. е. $M_I > M'_I$ (рис. 2, *в*).

В компрессоре с винтами окружного профиля зубьев крутящий момент M_I , полученный от электродвигателя ведущим ротором, расходуется на преодоление: сил трения в опорных и упорных подшипниках ведущего ротора $\Delta M_{оп1}$, $\Delta M_{оп2}$, $\Delta M_{упV1}$; трения ведущего ротора о газ $\Delta M_{г1}$, потерь в шестернях связи; на вращение ведомого ротора отводится момент ΔM . Оставшаяся большая часть

момента расходуется на сжатие газа, отводимого из полости нагнетания компрессора M_r ,

$$M_1 = \Delta M_{оп1} + \Delta M_{оп2} + \Delta M_{уп_{VI}} + \Delta M_{шс} + \Delta M_{r_1} + \Delta M + M_r,$$

где ΔM — момент ведущего ротора, затрачиваемый на вращение ведомого ротора;

$$\Delta M = i_{21}(\Delta M_{оп3} + \Delta M_{оп4} + \Delta M_{уп_{V}} + \Delta M_{r_{II}}).$$

Здесь i_{21} — передаточное отношение шестерен связи; $\Delta M_{оп3}$, $\Delta M_{оп4}$ и $\Delta M_{уп_{V}}$ — потери момента на трение в третьем, четвертом опорных и пятом упорном подшипниках ведомого ротора; $\Delta M_{r_{II}}$ — потери на трение ведомого ротора о газ.

Момент M'_1 , замеренный в сечении $I'-I'$, будет равен

$$M'_1 = M_1 - \Delta M - \Delta M_{шс} - \Delta M_{оп1}.$$

Тогда разность моментов ΔM_1 , замеренных в сечениях $I-I$ и $I'-I'$, равна

$$\Delta M_1 = M_1 - M'_1 = \Delta M + \Delta M_{шс} + \Delta M_{оп1}.$$

Среднее значение величины ΔM_1 , полученное экспериментальным путем, для винтов с окружным профилем зубьев составляет примерно 2—4% величины крутящего момента, подводимого к ведущему валу компрессора.

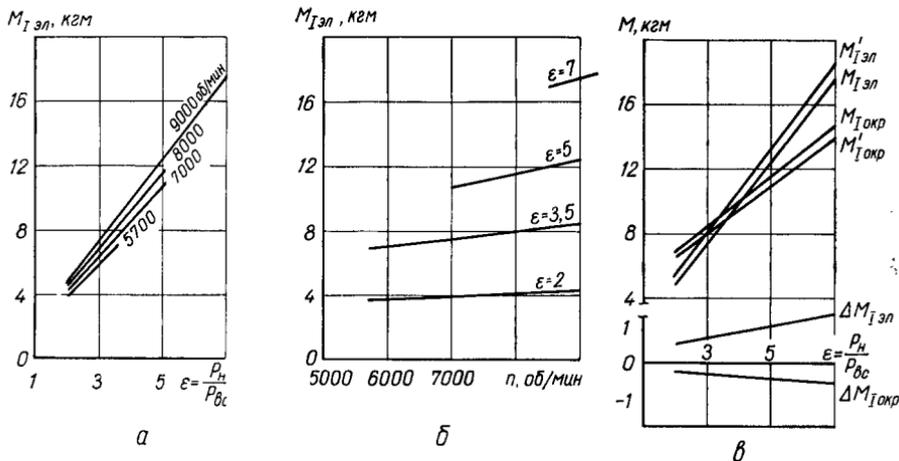


Рис. 2. Экспериментальные зависимости крутящего момента.

В компрессоре с винтами эллиптического профиля зубьев момент в сечении $I'-I'$ ведущего ротора M'_1 больше момента, подводимого к компрессору и замеренного в сечении $I-I$, т. е. $M'_1 > M_1$ (рис. 2, в).

Теоретический анализ силовых взаимодействий винтов, зацепление которых образует неуравновешенные площадки, показал на-

личие на ведомом винте крутящего момента обратного знака по отношению к моменту ведущего винта [1].

Зацепление винтов с эллиптическим профилем зубьев образует неуравновешенные площадки на поверхности зубьев ведомого винта, давление газа на которые создает крутящий момент, направленный в сторону вращения этого винта. Таким образом, ведомый винт, используя потенциальную энергию давления сжатого газа, расходует ее на преодолении трения, а оставшуюся неизрасходованную энергию ведомый ротор через шестерни связи передает ведущему. По этой причине момент M'_1 превышает M_1 . Сжатый газ, действуя на профильные поверхности ведомого винта, обуславливает появление крутящего момента M_{II} , направленного в сторону вращения ведомого винта. Получив энергию от сжатого газа, ведомый винт преобразует ее в энергию движения и часть этой энергии ΔM_{II} возвращает через шестерни на ведущий винт; $\Delta M = \Delta M_{II} i_{21}$, а ее большая часть тратится на преодоление сил трения в опорных и упорном подшипниках ведомого ротора $\Delta M_{опз}$, $\Delta M_{опн}$ и $\Delta M_{упв}$, трения ведомого ротора о газ $\Delta M_{гII}$ и трения в шестерне связи $\Delta M_{шс}$. Момент M_1 , подводимый к ведущему ротору и замеренный в сечении $I-I$, расходуются:

$$M_1 = \Delta M_{опн} + \Delta M_{опз} + \Delta M_{упвI} + \Delta M_{гI} + M_{II}^{газ} + M_{г},$$

где энергия сжатого газа $M_{II}^{газ}$, преобразуемая в энергию движения на ведомом роторе, равна

$$M_{II}^{газ} = i_{21}(\Delta M_{опз} + \Delta M_{опн} + \Delta M_{упв} + \Delta M_{гII} + \Delta M_{шс} + \Delta M_{II}).$$

Момент M'_1 в сечении $I'-I'$ ведущего ротора с учетом потерь в первом опорном подшипнике $\Delta M_{опн}$, и приведенной к оси ведущего ротора части крутящего момента ΔM_{II} , передаваемого шестернями связи со стороны ведомого ротора к ведущему, будет равен:

$$M'_1 = M_1 + \frac{\Delta M_{II}}{i_{21}} - \Delta M_{оп}$$

или

$$M'_1 - M_1 = \frac{\Delta M_{II}}{i_{21}} - \Delta M_{оп} = \Delta M_I,$$

где ΔM_I — разность крутящих моментов, замеренных в сечениях $I-I$ и $I'-I'$ ведущего ротора; i_{21} — передаточное отношение шестерен связи.

Разность моментов $M'_1 - M_1 = \Delta M_I$, как это видно из кривых, приведенных на графиках (см. рис. 2, в), возрастает с увеличением давления в компрессоре при сохранении неизменным скоростного режима. Среднее значение разности крутящих моментов в двух сечениях ведущего ротора с эллиптическим профилем зубьев ΔM_I , составляет для испытанных режимов 3—7% величины крутящего момента M_1 , подводимого к компрессору.

Момент, замеренный в сечении II—II ведомого ротора с эллиптическим профилем зубьев M_{II} , равен

$$M_{II} = \Delta M_{II} + \Delta M_{шс} + \Delta M_{опз}.$$

Осевая сила, действующая на ведущий ротор компрессора, определялась с помощью тензометрии напряжений от растяжения ротора под действием осевых сил и напряжений от деформаций изгиба разъемной шайбы упорного подшипника.

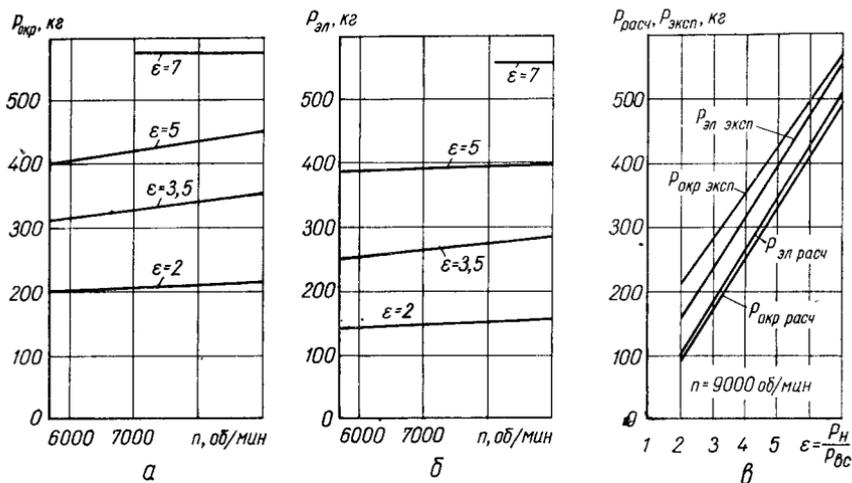


Рис. 3. Графики осевых усилий для компрессоров с окружным и эллиптическим профилями.

Характер изменения осевого усилия на ведущем винте у компрессора с окружным и эллиптическим профилем идентичен. Из приведенных на рис. 3 графиков видно, что осевое усилие с увеличением степени сжатия возрастает, а с изменением числа оборотов меняется незначительно. Из рис. 3, а и б видно, что на одинаковых режимах осевое усилие на ведущем роторе компрессора с окружным профилем выше, чем у компрессора с эллиптическим профилем. Как известно, суммарная осевая сила, действующая на ротор, определяется векторной суммой [1]

$$P_z = \bar{P}_r + P_a + P_{ш},$$

где \bar{P}_r — сила, действующая на торцы ротора; P_a — сила, действующая на профильные поверхности ротора; $P_{ш}$ — осевая составляющая нормальной силы косозубых шестерен связи. Так как сила $P_{ш}$ сравнительно невелика, а силы P_r на одинаковых режимах для компрессоров с окружным и эллиптическим профилем примерно одинаковы, то определяющим в соотношении сил $P_{зокр}$ и $P_{зэл}$ будет величина P_a .

Профильная сила определяется следующими выражениями:

$$\text{окружного профиля } P_{\text{окр}} = \sum_1^k (f_{1п} + f_{2п})_{\text{окр}} \Delta P_{i_{\text{окр}}};$$

$$\text{эллиптического профиля } P_{\text{эл}} = \sum_{i=1}^{i=k} (f_{1п} + f_{2п} + 2f_n)_{\text{эл}} \Delta P_{i_{\text{эл}}}$$

где k — количество парных полостей; $f_{1п}$ и $f_{2п}$ — площадь впадин у ведущего и ведомого роторов; f_n — проекция неуравновешенных площадок ведомого винта на торцовую плоскость; ΔP_i — перепад давлений до и после линий контакта.

Выражение для P_a входит в качестве множителя в уравнение крутящего момента $M_1' = \frac{h}{2\pi} P_a$, где M_1 — экспериментальная величина крутящего момента на ведущем роторе.

Для окружного профиля:

$$M_{1_{\text{окр}}} = \frac{h}{2\pi} \sum_1^k (f_{1п} + f_{2п})_{\text{окр}} \Delta P_{i_{\text{окр}}}.$$

Для эллиптического профиля:

$$M_{1_{\text{эл}}} = \frac{h}{2\pi} \sum_1^k (f_{1п} + f_{2п} + 2f_n)_{\text{эл}} \Delta P_{i_{\text{эл}}}.$$

Раскрытие суммы в этих выражениях позволяет определить расчетным путем давление в промежуточных полостях, если воспользоваться экспериментальными значениями крутящих моментов. Эти расчеты, проведенные для экспериментального компрессора с эллиптическим и окружным профилем зубьев роторов, подтвердили ранее высказанное предположение о более высоком давлении в промежуточных полостях роторов с окружным профилем зубьев.

Величины опорных реакций, полученные экспериментальным путем, несколько выше расчетных значений. Максимальное расхождение на отдельных режимах достигает 20%.

На одинаковых режимах у компрессоров с равными геометрическими размерами роторов окружного и эллиптического профиля величины опорных реакций разные. Реакции у компрессора с окружным профилем несколько превышают соответствующие реакции у компрессора с эллиптическим профилем.

Угол отклонения реакций на опорных подшипниках от вертикали для исследованных компрессоров с углом закрутки $\tau_{13} = 288^\circ$ и отношением длины ротора к наружному диаметру $\lambda = 1,5$ при изменении степени сжатия от 2 до 7 находится в диапазоне $18^\circ - 28^\circ$.

Величина крутящих моментов на ведомом и ведущем роторах определяется при прочих равных условиях типом профиля зубьев.

Экспериментально подтвержден вывод, полученный ранее теоретически [1], о наличии неуравновешенных площадок f_n у циклоидных и эллиптических профилей, создающих крутящий момент на

ведомом винте, направленный в сторону вращения этого винта. У винтов с окружным профилем зубьев неуравновешенные площадки на ведомом роторе отсутствуют.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
2. Рахманов П. Ф., Сакун И. А., Фигурнов Н. М. Методика исследования реакций опорных подшипников. «Судовые силовые установки ММФ», 1968, № 7.
3. Сакун И. А., Рахманов П. Ф., Харазов Э. Г. «Исследование крутящих моментов, действующих на роторы винтового компрессора». «Судовые силовые установки ММФ», 1969, № 8.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ КРИОГЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

Л. Т. Караганов, инженер

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И К.П.Д. ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

При расчете мощности, потребляемой жидкостнокольцевой компрессорной машиной, основной трудностью является определение мощности гидродинамических потерь в жидкостном кольце. Последняя представляет собой совокупность потерь мощности на трение жидкости о корпус машины и о лопатки рабочего колеса и потерь мощности от местных сопротивлений, обусловленных наличием в проточной части внезапных сужений или расширений потока, нерасчетным слиянием или разделением потоков жидкости на выходе из рабочего колеса, т. е.

$$N_{\Gamma} = N_{\Gamma.\text{тр}} + N_{\Gamma.\text{тр}}^{\text{доп}} + N_{\Gamma.\text{м}} \quad (1)$$

Расчет $N_{\Gamma.\text{тр}}^{\text{доп}}$ представляет собой сложную гидродинамическую задачу, так как в межлопаточных каналах имеются диффузорные и конфузорные потоки с переменными скоростями, а также часто встречающаяся в современных машинах кривизна межлопаточного канала. Но поскольку средние скорости относительного движения жидкости в межлопаточных каналах на порядок меньше абсолютных скоростей жидкости в кольце, то без существенного снижения точности решения можно предположить, что $N_{\Gamma.\text{тр}} = 0$ и практически не влияет на N_{Γ} , что подтверждается экспериментально.

Гидравлические потери мощности от местных сопротивлений, имеющих в проточной части машины, можно определить в каждом конкретном случае общеизвестными расчетными методами [1, 2] или экспериментально. Обычно значительные местные сопротивления в жидкостнокольцевых машинах отсутствуют, следовательно,

$$N_{\Gamma} \approx N_{\Gamma.\text{тр}}, \quad (2)$$

т. е. мощность гидродинамических потерь практически полностью определяется мощностью потерь на трение жидкостного кольца о корпус машины.

Рассматривая движение жидкостного кольца в машине как установившееся циклическое течение в открытом прямоугольном замкнутом канале, используем разработанные для таких течений методы расчета потерь на трение [1]. Так как потери на трение в турбулентных неравномерных открытых потоках мало отличаются от потерь в равномерных потоках [3], и, учитывая, что за один цикл движения в машине поток равномерно и ускоряется, и замедляется, то применим формулы, полученные для равномерного течения в открытых каналах.

Тогда потеря мощности на гидравлическое трение определяется по формуле

$$N_{г.тр} = QIl_{тр}\rho, \quad (3)$$

где $Q = V_{\text{кол}} n$ — объемный расход жидкости; $V_{\text{кол}}$ — рабочий объем колеса машины; n — число оборотов рабочего колеса; I — гидравлический уклон; $l_{тр}$ — длина участка, на котором происходят потери (в нашем случае — это периметр внутренней поверхности корпуса машины); ρ — плотность жидкости.

Гидравлический уклон для потока со свободной поверхностью найден из формулы Шези [2]

$$I = \frac{v^2}{C^2 R_r}, \quad (4)$$

где v — средняя скорость жидкости; R_r — гидравлический радиус потока; $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda_r}}$ — коэффициент Шези; λ_r — коэффициент гидравлического трения.

Поскольку толщина жидкостного кольца переменна по углу поворота рабочего колеса, то для определения R_r потока используем его среднюю толщину

$$R_r = \frac{h_{ср} b}{2h_{ср} + b},$$

где $h_{ср} = \rho_{\text{кор}}^{ср} - \rho_2^{ср}$ — среднее значение толщины жидкостного кольца; $\rho_{\text{кор}}^{ср}$ — среднее значение радиуса-вектора внутренней поверхности корпуса машины, проведенного из центра рабочего колеса; $\rho_2^{ср}$ — среднее значение радиуса-вектора внутренней поверхности жидкостного кольца; b — ширина жидкостного кольца или рабочая длина корпуса машины.

Используя выражения для $\rho_{\text{кор}}$ и ρ_2 , полученные в работе [5], найдем $h_{ср}$ для машин простого действия с цилиндрическим корпусом, со втулкой рабочего колеса постоянного радиуса и без учета влияния лопаток

$$h_{ср} = R_2 \left[(1 + l/R_2) - \sqrt{\frac{l_{\text{кор}}}{l_2} \cdot \frac{e}{R_2} \cdot \left(\frac{e}{R_2} + 2 \right) \frac{R_1^2}{R_2^2}} \right],$$

где R_2 — радиус рабочего колеса; e — эксцентриситет корпуса относительно рабочего колеса; $l_{\text{кор}}$ и l_2 — рабочая длина соответственно корпуса и колеса; R_1 — радиус втулки рабочего колеса.

Полагая, что средняя скорость жидкости равна окружной скорости рабочего колеса u_2 , и, используя выражения (3) и (4), получаем

$$N_{г.тр} = \lambda_r \cdot \frac{\rho}{8g} \cdot \frac{V_{\text{кол}}}{R_r} \cdot \frac{l_e}{2\pi R_2} \cdot u_2^3. \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что $N_{г.тр}$ полностью определяется конструктивными параметрами машины и свойствами рабочей жидкости. Значения λ_r для воды рассчитываются по формулам А. П. Зегжда [4], для других жидкостей можно использовать полуэмпирическую формулу А. Д. Альтшуля [2], действительную в широком диапазоне чисел Re.

Анализ формулы (5) показывает, что $N_{г.тр}$ при прочих равных условиях будет наименьшей, если рабочая длина корпуса будет равна удвоенной средней толщине жидкостного кольца, так как при этом смоченная поверхность будет минимальной [1].

Для проверки предлагаемого метода расчета мощности гидродинамических потерь были проведены экспериментальные измерения N_r в вакуум-компрессоре ВВН-12 и вакуум-насосах КВН-8 и КВН-4 в диапазоне окружных скоростей 10—30 м/сек.

С целью устранения местных сопротивлений исследования проводились с экспериментальными рабочими колесами, в которых отсутствовали лопаточные бандажи, а выходные углы β_2 лопаток в вакуум-компрессоре ВВН-12 и вакуум-насосе КВН-8 обеспечивали течение жидкости на выходе из колеса наиболее близкое к расчетному, т. е. имело место условие (2).

Рабочее колесо вакуум-компрессора ВВН-12 имело коническую втулку и число лопаток $z=18$, в вакуум-насосах КВН-8 и КВН-4 использовались колеса со втулкой постоянного радиуса и $z=12$.

Так как измерить мощность гидродинамических потерь в вакуум-компрессоре ВВН-12 невозможно, то обработка результатов измерений проводилась следующим методом. Известно, что мощность, потребляемая жидкостнокольцевой компрессорной машиной, равна

$$N = N_{\text{сж}} + N_r + N_{\text{мех}}, \quad (6)$$

где N — мощность, подведенная к валу машины; $N_{\text{сж}}$ — полная мощность сжатия; $N_{\text{мех}}$ — мощность механических потерь.

Отсюда

$$N_r = N - N_{\text{сж}} - N_{\text{мех}}, \quad (7)$$

где N и $N_{\text{мех}}$ — измерялись экспериментально, а $N_{\text{сж}}$ рассчитывалась по изотермическому процессу.

Результаты измерений N_r в вакуум-компрессоре ВВН-12 на вакуумном и компрессорном режимах при различных u_2 показаны на рисунке, в котором экспериментальные точки получены путем осреднения значений для нескольких одноименных режимов работы ма-

шины, близких к расчетным (вакуум 60% и $\varepsilon=2,5$), при одинаковой окружной скорости. Кривая 1 показывает изменение мощности гидродинамических потерь вакуум-компрессора ВВН-12 в зависимости от u_2 , рассчитанное по формуле (5). Из рисунка видно, что экспериментальные значения N согласуются с расчетными.

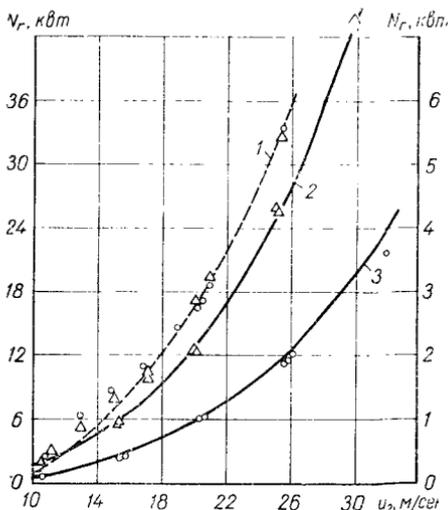
Для исключения влияния погрешностей, возникающих при определении N_r по формуле (7), в вакуум-насосах КВН-8 и КВН-4 были проведены ее прямые измерения. Процессы сжатия и нагнетания в насосах были исключены за счет окна, вырезанного в торцовой части корпуса, которое соединяло полости всасывания и нагнетания с атмосферой. Поэтому мощность, подводимая к насосу, состояла из мощности гидродинамических и механических потерь. Подводимая мощность и мощность механиче-

Сравнение экспериментальных и расчетных значений:

1 — для вакуум-компрессора ВВН-12 ($\beta_2=30^\circ$);
2 — то же КВН-8 ($\beta_2=30^\circ$); 3 — то же КВН-4 ($\beta_2=90^\circ$).

Условные обозначения:

Δ — вакуумный режим; \circ — компрессорный режим.



ских потерь измерялись отдельно при каждом значении u_2 с точностью не менее 1,5%.

Результаты измерений N_r в вакуум-насосах КВН-8 и КВН-4 представлены в виде точек, а сплошной линией показана N_r в зависимости от u_2 , рассчитанная по формуле (5). Отметим совпадение экспериментальных значений N_r с расчетными K (кривые 2 и 3).

Аналитическое определение мощности гидродинамических потерь по формуле (5) дает возможность, используя формулу (7), рассчитать мощность, потребляемую машиной, по ее конструктивным характеристикам с учетом свойств рабочей жидкости, что всегда известно при проектировании. Поэтому, задавшись коэффициентом подачи λ для данного типа машин, с хорошей степенью точности можно получить значение изотермического к.п.д. спроектированной машины без проведения стендовых испытаний опытного образца

$$\eta_{из} = \frac{N_{сж}^{из} \lambda}{N}, \quad (8)$$

где $N_{сж}^{из}$ — полная мощность изотермического сжатия.

Проведя последовательный расчет по формулам (6) и (8) для всех точек рабочего режима машины, можно получить кривые ха-

рактистик N и $\eta_{из}$ в зависимости от степени повышения давления или вакуума, что позволит значительно упростить процесс проектирования и доводки жидкостнокольцевых компрессорных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Агроскин И. И.* и др. Гидравлика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1964.
2. *Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.* Гидравлика и аэродинамика. М., Госстройиздат, 1965.
3. *Залуцкий Э. В.* О потерях энергии в турбулентных неравномерных открытых потоках. Сб. АН УССР «Исследования турбулентных одно- и двухфазных потоков», Киев, изд-во «Наукова думка», 1966.
4. *Зегжда А. П.* Гидравлические потери на трение в трубопроводах и каналах. М., Госстройиздат, 1957.
5. *Караганов Л. Т.* Определение некоторых параметров жидкостнокольцевых компрессорных машин. «Химическое и нефтяное машиностроение», 1969, № 5.

ХАРЬКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ТРАНСПОРТА им. С. М. КИРОВА

А. М. Тарасов, канд. техн. наук

МЕТОД РАСЧЕТА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Задачей теплового расчета технико-экономических параметров роторных компрессоров является установление связи между тремя основными параметрами рабочего тела: давлением, температурой и количеством воздуха при изменении объема рабочей камеры.

Перечисленные выше параметры связаны характеристическим уравнением термодинамики, которое в дифференциальной форме записывается следующим образом:

$$pdv + vdp = GRdT + RTdG.$$

Считаем, что значение газовой постоянной в нашем случае не изменяется.

Изменение давления:

$$dp = \frac{1}{v} [GRdT + RTdG - pdv], \quad (1)$$

где p , T и G — текущие значения давления, температуры и количества газа.

Составляющая уравнения (1) $GRdT$ учитывает изменение давления в камере от температуры. Причем вводится изменение температуры от всех факторов, влияющих на нее. Второй член $RTdG$ определяет изменение давления в результате входа и выхода газа в камеру и, наконец pdv — повышение давления в результате изотермического сжатия.

Второе основное уравнение (температурное) учитывает все факторы, влияющие на температуру рабочего тела,

$$dT = \partial_{ад}T + \partial_{вх}T + \partial_{в.вх}T + \partial_{т}T, \quad (2)$$

где $\partial_{ад} T = (k-1) \frac{T}{v} dv$ — увеличение температуры в результате адиабатического сжатия газа (уменьшение объема); k — показатель адиабаты при сжатии газа; $\partial_{вх} T = \frac{G_i T_i + \Delta G T_{i+1}}{G_i + \Delta G}$ — увеличение температуры в результате смешивания газа в камере с утечками, имеющими более высокую температуру. Здесь G_i и T_i — количество и температура газа в камере; ΔG — количество протекающего газа за расчетный интервал; T_{i+1} — температура газа; $\partial_{в.вх} T = (k-1) \frac{T}{G} dG$ — изменение температуры в камере как результат выхода и входа газа (утечки и приточки); $\partial_{\tau} T = \frac{\psi}{21600} \times \times \frac{F_{\tau}(T_{ст} - T)}{c_v G} d\alpha$ — изменение температуры газа в результате теплообмена со стенками камеры. Здесь F_{τ} — площадь камеры со стороны газа; $T_{ст}$ — температура стенки со стороны газа; c_v — теплоемкость газа; ψ — коэффициент теплопередачи от газа в стенки камеры.

Количество газа, поступившего в камеру за рассматриваемый элемент времени через зазоры,

$$\partial_{вх} G = \mu f \omega \gamma d\tau,$$

где μ — коэффициент расхода щелей; f — их проходное сечение; γ — удельный вес газа в камере, откуда происходит истечение; ω — скорость адиабатического истечения;

$$\omega = \sqrt{2 g R T_{i+1} \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$

$$\gamma = \frac{p_{i+1}}{R T_{i+1}}.$$

Здесь p_{i+1} и T_{i+1} — давление и температура в камере, откуда происходит истечение; p_i — давление в камере, куда происходит поступление газа.

Текущие значения температуры, давления и количества газа в уравнении (1) на рассматриваемом интервале времени определяются как алгебраическая сумма начальных значений и их изменения на этом же интервале.

Изменение объема dv , а также его текущее значение v являются функцией времени или угла поворота ведущего винта

$$dv = \frac{1}{6n} F S_{\alpha} d\alpha,$$

где n — число оборотов ведущего винта компрессора; F — площадь камеры (или камер) в торцовом сечении; S_{α} — длина камеры на рассматриваемом интервале счета.

Количество газа в камере (текущее значение)

$$G = G_n + \Delta G =$$

$$= G_n + \frac{1}{6n} \mu f \sqrt{\frac{2g}{R}} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{p_{i+1}^2}{T_{i+1}} \cdot \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{k-1} \right]} d\alpha, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 — углы поворота ведущего винта, соответствующие началу и концу интервала счета.

В формуле (3) коэффициент расхода и проходное сечение зазоров предполагаются постоянными (на рассматриваемом интервале α_1 — α_2) и их значения равны средним. Если они переменны, то изменение следует учитывать.

Решить уравнения (1) и (2) в общем виде невозможно из-за большого количества переменных, которые влияют не только на искомые величины, но и друг на друга, поэтому для решения этих уравнений применяются численные методы решения дифференциальных уравнений. К ним относятся первый и второй методы Эйлера и метод Рунге-Кутты.

Следует отметить, что точность вычислений при численном методе интегрирования зависит от принятого интервала счета (пределов интегрирования). Применение электронно-вычислительных машин позволяет получить высокую точность при относительно небольшой затрате времени.

Подставляя в уравнения (1) и (2) значения их составляющих, после соответствующих преобразований получаем дифференциальные уравнения в окончательном виде для расчета изменения давления и температуры газа в компрессоре:

$$dp = \frac{1}{v_i} \left\{ \frac{p_i v_i}{T_i} \left[\frac{\left(\frac{p_i v_i}{RT_i} - C z_{ki} z_{wi} d\alpha \right) T_i + C z_{k(i+1)} z_{w(i+1)} d\alpha T_{i+1}}{\frac{p_i v_i}{RT_i} - c(z_{ki} z_{wi} - z_{k(i+1)} z_{w(i+1)}) d\alpha} \right. \right.$$

$$- (k-1) \frac{T_i}{v} \cdot \frac{1}{6n} F S_a d\alpha + \frac{\psi}{21600n} \cdot \frac{RT_i}{p_i v_i} \cdot \frac{F_T (T_{CT} - T_i)}{C_v} d\alpha +$$

$$\left. + C(k-1) \left(\frac{RT_{i+1}^2}{p_{i+1} v_{i+1}} z_{k(i+1)} z_{w(i+1)} - \frac{RT_i^2}{p_i v_i} z_{ki} z_{wi} \right) d\alpha \right] +$$

$$\left. + RT_i C (z_{k(i+1)} z_{w(i+1)} - z_{ki} z_{wi}) d\alpha - \frac{1}{6n} p_i F S_a d\alpha \right\}; \quad (4)$$

$$dT = \frac{(G_i - C z_{ki} z_{wi} d\alpha) T_i + C z_{k(i+1)} z_{w(i+1)} d\alpha T_{i+1}}{G_i - C (z_{ki} z_{wi} - z_{k(i+1)} z_{w(i+1)}) d\alpha} -$$

$$- (k-1) \frac{T_i}{v_i} \cdot \frac{1}{6n} F S_a d\alpha + \frac{\psi}{21600n} \cdot \frac{F_T (T_{CT} - T_i)}{C_v G_i} d\alpha +$$

$$+ C(k-1) \left(\frac{T_{i+1}}{G_{i+1}} z_{k(i+1)} z_{w(i+1)} - \frac{T_i}{G_i} z_{ki} z_{wi} \right) d\alpha. \quad (5)$$

В уравнениях (4) и (5):

$$C = \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{R} \cdot \frac{k}{k-1}}, \quad z_k = \nu f p \quad \text{и}$$

$$z_w = \sqrt{\frac{1}{T} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где $\frac{p_1}{p_2}$ — отношение давлений между смежными камерами. Уравнения (4) и (5) записаны для промежуточной камеры, в которой происходит сжатие газа при наличии утечек в полости с пониженным давлением и притечек из полостей с повышенным давлением. Расчет всасывания и нагнетания производится по уравнениям (4) и (5), из которых исключаются соответствующие составляющие: для всасывания — учитывающие утечки, для нагнетания — притечки.

В основу расчета роторных компрессоров положены установленные значения параметров газа по камерам при работе компрессора на определенном режиме. Таким образом, при выходе компрессора на режим и достижении заданного давления нагнетания температура, давление и количество газа по камерам на каждом промежутке времени имеют вполне определенные значения. Расчет начинается при известных начальных параметрах по камерам, т. е. при остановленном компрессоре, когда температура и давление по камерам соответствуют условиям окружающей среды, либо исходя из предположения о безззорном разделении камер с последующим учетом зазоров и изменением параметров газа. Второй способ более удобный, так как имеет меньший объем счетной работы.

Как в первом, так и во втором случае математически моделируются переходные процессы до выхода на заданный режим и расчет считается законченным, когда результаты расчета последующего совпадают с результатами предыдущего при заданной степени точности.

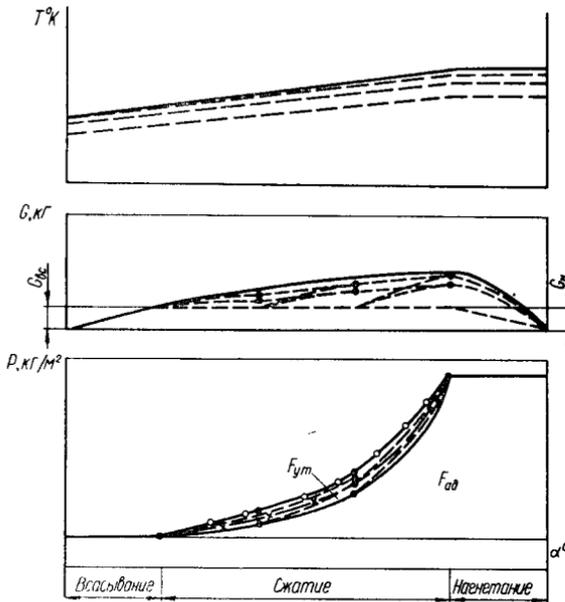
Рисунок иллюстрирует изменение параметров по камерам при приближении к действительному заданному режиму. Каждый последующий расчет производится по данным предыдущего. Весовой заряд по камерам получается в результате промежуточных вычислений действительного количества газа в полостях. Правильность расчета проверяется весовым балансом, по которому количество воздуха, поступившего в камеру всасывания, равно количеству, поступившему в объем нагнетания.

По индикаторной диаграмме определяется площадь и затем мощность, необходимая для сжатия газа с учетом утечек,

$$N_i = \frac{F_i z n}{6120} m_g,$$

где N_i — индикаторная мощность, кВт; F_i — площадь диаграммы; z — число выпусков за один оборот; m_g — масштаб диаграммы.

Площадь между кривой безззорного сжатия в действительной представляет собой дополнительную работу от утечек. Механические потери складываются из потерь на трение и вентиляционных. Последние возникают из-за высоких оборотов и учитывают трение роторов о газовую среду.



Изменение основных параметров газа в роторном компрессоре при всасывании, сжатии и нагнетании:

$F_{ад}$ — площадь, соответствующая работе при адиабатном сжатии газа в безззорном компрессоре; $F_{ут}$ — площадь, соответствующая дополнительной работе от утечек

Условные обозначения:

● — результаты промежуточных расчетов; ○ — результаты окончательного расчета

Механический к.п.д.

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{м.п}}{N_i}$$

где $N_{м.п}$ — мощность механических потерь.

Потребляемая компрессором мощность $N_R = \frac{N_i}{\eta_m}$. Коэффициент подачи зависит от количества газа, поступающего во всасывающую полость, его температуры, а также от температуры стенок полости всасывания.

Коэффициент подачи, зависящий от температуры заряда, определяется по формуле

$$\eta_{ct} = \frac{G_{ht}}{G_0} = \frac{p_0 v_h}{R_i T_{вс}} \cdot \frac{RT_0}{p_0 v_h} = \frac{T_0}{T_{вс}}$$

где G_{ht} — количество газа в конце всасывания; G_0 — количество газа, которое размещается в камере всасывания при условиях окружающей среды p_0 и T_0 ; $T_{вс}$ — температура в конце всасывания; v_h — полный объем полости всасывания.

Коэффициент подачи, учитывающий вход газа из смежных камер,

$$\eta_{vg} = \frac{G_h}{G_0} = 1 - \frac{\Delta G_{вх}}{G_0} = 1 - \frac{RT_0}{p_0 v_n} C \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} z_k z_w d\alpha,$$

где α_n и α_k — углы поворота ведущего винта, соответствующие началу и концу всасывания.

Общий коэффициент подачи

$$\eta_v = \eta_{vt} \eta_{vg} = \frac{T_0}{T_{вс}} \left(1 - \frac{RT_0}{p_0 v_n} C \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} z_k z_w d\alpha \right).$$

Если имеются потери на всасывания, то они рассчитываются и влияют на η_v через давление и температуру в конце всасывания.

Адиабатический к.п.д. компрессора

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_i} = \frac{F_{ад}}{F_i},$$

где $F_{ад}$ — площадь индикаторной диаграммы безззорного компрессора при адиабатном сжатии газа.

Суммарный к.п.д. компрессора

$$\eta_k = \eta_v \eta_{ад} \eta_m.$$

Анализируя методику определения технико-экономических показателей компрессора, можно отметить, что исходным материалом для их получения является индикаторная диаграмма и рассчитывается по уравнениям (4) и (5), в которые входят (кроме тепловых) основные конструктивные параметры компрессора. Следовательно, изменяя тот или иной параметр, в процессе проектирования можно расчетом по конечным экономическим показателям выбрать оптимальный вариант.

Сравнительные данные компрессоров ПК-35, ВХЭ и ШК-3,5/9

Марка компрессора	Потребляемая мощность		Коэффициент подачи	
	расчетная	экспериментальная*	расчетный	экспериментальный
Роторный РК-35 $p_k = 3,16 \text{ кг/см}^2$	13,0	13,8	0,667	0,690
Винтовой ВКЭ $p_k = 1,8 \text{ кг/см}^2$	13,9	13,4	0,448	0,444
Шнековый ШК-3,5/9 $p_k = 2 \text{ кг/см}^2$	7,6	—	0,792	—

* Для сравнения автор воспользовался материалами испытаний компрессора РК-35 (в лаборатории ЦНИИ МПС под руководством А. А. Шарунина) и винтового компрессора ВКЭ (в ЦКБ «Компрессор» под руководством главного конструктора Б. Л. Гринпресса).

Изложенный метод был применен для расчета трех различных типов компрессоров, два из которых (роторный и винтовой) изготовлены и работают, а третий проходит стендовые испытания.

В результате расчета были получены следующие данные (таблица):

Как видно из таблицы, совпадение расчетных и экспериментальных данных удовлетворительное, погрешность не превышает 6,3%. Расчет производился через интервал 15° по углу поворота ведущего винта.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

*И. М. Шнайд, канд. техн. наук,
А. Л. Гликсон, инженер*

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО КОЛЕБАТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Применение электродинамических компрессоров малой производительности обусловлено их высокими энергетическими показателями и простотой конструкции [1, 2, 3]. В настоящее время сложилась определенная конструкция электродинамического компрессора (рис. 1), характерной особенностью которого является инерционный всасывающий клапан, размещенный в плунжере. Как показали опыты, при высоте подъема пластины всасывающего клапана, равной 0,15 мм, получены высокие значения коэффициента подачи компрессора. В первых конструкциях электродинамических компрессоров применялся «пяточный» нагнетательный клапан, нагруженный винтовой пружиной [1, 2, 3]. В то же время более высокие коэффициенты подачи и энергетические показатели могут быть достигнуты при применении другой конструкции нагнетательного клапана, например, самопружинящего. Однако в этом случае обеспечение безопасной работы при сверхходе требует специальных конструктивных решений.

Во всех осуществленных конструкциях электродинамических компрессоров подвижная система имеет пружины постоянной жесткости. Весьма заманчивым представляется создание беспружинного компрессора, так как такой компрессор был бы проще и технологичнее существующих.

В последние годы появились работы, посвященные исследованию характеристик беспружинных компрессоров. Возможность реализации беспружинного компрессора в настоящее время можно рассмотреть только в общей постановке. При этом выводы могут быть получены в результате анализа уравнений динамики [4].

Уравнение динамики для подвижной системы электродинамического компрессора с амортизированным корпусом можно представить в следующем виде:

$$m_s \frac{d^2 x}{dt^2} = P_n + P_e + P_c; \quad (1)$$

$$m_s = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2},$$

где M_1 — масса подвижной системы (с учетом присоединенной массы пружин); M_2 — суммарная масса корпуса и жестко связанных с ним узлов и деталей компрессора (включая присоединенную массу пружин); x — перемещение подвижной системы относительно корпуса; t — время; P_n — равнодействующая сил давления газа на поршень и сил трения; P_e — сила электромагнитного взаимодействия катушки с магнитным полем; P_c — сила пружины.

При периодическом законе изменения сетевого напряжения и постоянных значениях давления нагнетания p_n и всасывания p_v сжимаемого рабочего тела компрессор работоспо-

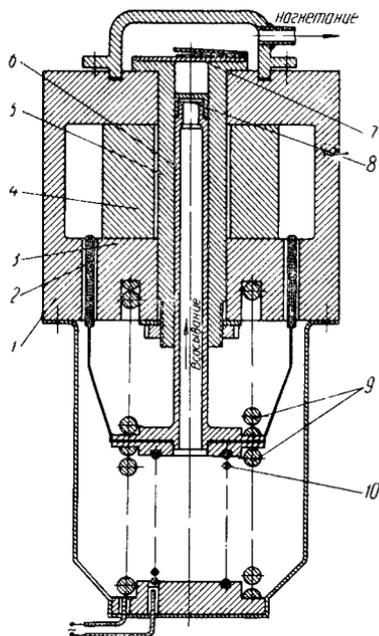


Рис. 1. Конструктивная схема электродинамического компрессора:

1,3 — магнитопровод; 2 — катушка; 4 — постоянный магнит; 5 — цилиндр; 6 — плунжер; 7 — нагнетательный клапан; 8 — всасывающий клапан; 9 — рабочие пружины; 10 — пружина токоподвода

собен только в том случае, если подвижная система совершает стационарные колебания, т. е. если закон ее движения и ток в обмотке могут быть представлены рядами Фурье:

$$x(t) = x_0 + \sum_{k=1}^n A_k \sin \left(\frac{2\pi k}{T} t + \gamma \right); \quad (2)$$

$$i(t) = \sum_{k=1}^n B_k \sin \left(\frac{2\pi k}{T} t + \varepsilon \right), \quad (3)$$

где T — период изменения сетевого напряжения; γ , ε — начальные фазы.

В формулах (2) и (3) коэффициенты A_k , B_k и свободный член x_0 не зависят от времени.

Из выражения (1) следует, что

$$m_s = \int_t^{t+T} \frac{d^2x}{dt^2} dt = \int_t^{t+T} P_n dt + \int_t^{t+T} P_c dt + \int_t^{t+T} P_c dt. \quad (4)$$

Если подвижная система компрессора совершает стационарные колебания, то в соответствии с (2)

$$\int_t^{t+T} \frac{d^2x}{dt^2} \cdot dt = 0. \quad (5)$$

Поэтому условием стационарности колебаний подвижной системы электродинамического компрессора является

$$\int_t^{t+T} P_n dt + \int_t^{t+T} P_c dt + \int_t^{t+T} P_c dt = 0. \quad (6)$$

Неравенство нулю суммарного за период импульса сил свидетельствует о том, что при данных внешних условиях стационарные колебания не могут существовать. Поэтому для выявления стационарности заданного режима с помощью выражений (2) и (3) и соответствующих функциональных зависимостей для P_n , P_c и P_c вычисляется величина

$$\int_t^{t+T} P_n dt + \int_t^{t+T} P_c dt + \int_t^{t+T} P_c dt.$$

Если она равна нулю, то в рассматриваемом режиме работы значения $x(t)$, $i(t)$ описываются разложениями (2), (3) и колебания стационарны. При неравенстве нулю вычисленной суммы импульсов закон движения и ток не могут быть представлены в виде выражений (2), (3) и стационарные колебания в рассматриваемом режиме поддерживаться не могут.

Для упрощения выкладок при определении суммарного импульса сил предполагается, что колебания $x(t)$, $i(t)$ близки к синусоидальным, т. е. что в разложениях (2), (3) можно ограничиться только первыми гармониками*.

Если аппроксимировать действительную индикаторную диаграмму двумя политропами и двумя изобарами и принять, что сила трения поршня является нечетной функцией скорости, то для одноцилиндрового компрессора простого действия

$$\int_t^{t+T} P_n dt = \frac{T}{2\pi} \cdot P_B \left[D + \left(1 - \frac{P'}{P_B} \right) 2\pi \right], \quad (7)$$

где

$$D = \beta \delta_s^n I_1 + (2 + \delta_s)^m I_2 + (\beta - 1) \left(\frac{3}{2} \pi - \varphi \right) - (\alpha + \varphi); \quad (8)$$

* Естественно, что такое допущение делает приближенной проводимую на его основе оценку величины импульсов сил.

$$I_1 = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \frac{d\alpha}{(1 + \delta_s + \sin \alpha)^n}; \quad (9)$$

$$I_2 = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\varphi} \frac{d\varphi}{(1 + \delta_s + \sin \varphi)^m}; \quad (10)$$

$$\alpha = \arcsin [\delta_s (\beta^n - 1) - 1]; \quad (11)$$

$$\varphi = \arcsin \left[(1 + \delta_s) - \frac{2 + \delta_s}{\beta^m} \right] + \pi; \quad (12)$$

$$\delta_s = 2c; \quad (13)$$

$$\beta = \frac{p_{II}}{p_B}; \quad (14)$$

$$P_B = p_B f. \quad (15)$$

В выражениях (7)–(15) обозначено: m, n — соответственно, показатели политроп сжатия и расширения; c — относительное мертвое пространство; p_{II}, p_{II} — соответственно давления в цилиндре при выталкивании и всасывании; $D(\beta, c)$ — коэффициент полезного действия; P' — давление в камере компрессора; f — площадь поршня.

Так как при характерных для всех рабочих тел значениях m и n интегралы (9) и (10) не могут быть определены аналитически, расчеты по формулам (8)–(15) были проведены на ЭЦВМ «Минск-2»*. На рис. 2 представлены результаты расчетов функции $D(\beta, c)$ для Ф-12. По этим же графикам значения $D(\beta, c)$ могут быть определены для Ф-22, Ф-13, аммиака и воздуха; в этом случае относительная ошибка при $\beta \geq 2,0$ не превосходит 3%. Рис. 2 показывает, что при всех значениях c и величинах $\beta > 1$ и $D(\beta, c) > 0$.

В соответствии с [5] находим, что сила электромагнитного взаимодействия

$$P_e = K_1(x)i + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial L}{\partial x} \cdot i^2. \quad (16)$$

Первое слагаемое в выражении (16) соответствует силе взаимодействия катушки с магнитным полем постоянного магнита, при

* Программирование расчетов выполнил инженер С. Г. Ильченко.

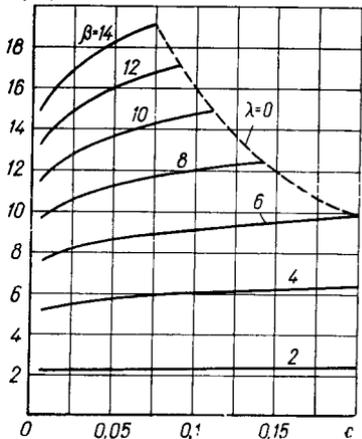


Рис. 2. Зависимость D от β и c для Ф-12.

этом $K_1(x)$ определяется индукцией этого поля в рабочем зазоре. Второе слагаемое равно силе взаимодействия катушки с собственным магнитным полем (L — коэффициент самоиндукции рабочей обмотки). Из выражения (16) следует, что

$$\int_t^{t+T} P_e dt = \int_t^{t+T} K_1(x) i dt + \frac{1}{2} \int_t^{t+T} \frac{\partial L}{\partial x} i^2 dt.$$

Для обычных конструкций компрессоров можно принять

$$\int_t^{t+T} P_e dt = 0. \quad (17)$$

Выберем систему отсчета координаты x таким образом, чтобы при $x=0$, $P_e=0$. Тогда

$$P_e = -zx, \quad (18)$$

где z — суммарная жесткость пружин.

Из выражений (2) и (18) следует, что

$$\int_t^{t+T} P_e dt = -zx_0 T. \quad (19)$$

Полученные выражения для составляющих суммарного импульса позволяют оценить условия существования стационарных механических колебаний в различных конструкциях электродинамических компрессоров. В настоящем исследовании не рассматриваются специфические неустойчивости колебаний, вызванные нелинейностью системы.

Из выражений (6) и (19) следует, что если в электродинамическом компрессоре имеются пружины, то при любых внешних условиях возможно обеспечить равенство нулю суммарного за период импульса сил, при этом

$$x_0 = \frac{1}{Tz} \left[\int_t^{t+T} P_n dt + \int_t^{t+T} P_e dt \right]. \quad (20)$$

Соотношение (20) показывает, что взаимная компенсация импульсов, обеспечивающая возможность поддержания стационарных колебаний в рассматриваемом случае $z \neq 0$, достигается при соответствующем смещении центра колебаний подвижной системы относительно $x=0$ ($x_0 \neq 0$). Таким образом, одной из функций пружин электродинамического компрессора является обеспечение самокомпенсации импульсов сил, приложенных к подвижной системе.

В случае беспружинного электродинамического компрессора с одним цилиндром простого действия равенство нулю суммарного импульса возможно в одном единственном случае

$$D(\beta, c) = \left(\frac{P'}{P_B} - 1 \right) 2\pi. \quad (21)$$

При невыполнении условия (21) суммарный импульс не равен нулю и стационарные колебания невозможны.

До сих пор наибольшее внимание авторы уделяют беспружинным компрессорам с двумя оппозитными цилиндрами, поршни в которых приводятся в движение от одной и той же рабочей катушки [4]. Если величины, относящиеся к одному цилиндру, обозначить индексом 1, а к другому цилиндру — 2, то условие равенства нулю суммарного импульса может быть представлено в такой форме:

$$p_{в1} \left[D(\beta_1, c) + \left(1 - \frac{p'}{p_{в1}} \right) 2\pi \right] = p_{в2} \left[D(\beta_2, c_2) + \left(1 - \frac{p'}{p_{в2}} \right) 2\pi \right]. \quad (22)$$

При выполнении условия (22) возможны стационарные колебания подвижной системы. Чаще всего можно считать заданными $p_{в1}$, $p_{в2}$, p' , β_1 , β_2 , f_1 , f_2 ; в этом случае для обеспечения стационарных колебаний требуется определенное однозначное соответствие величин c_1 и c_2 . В частности, когда оба цилиндра работают при совершенно одинаковых условиях и $f_1=f_2$, стационарные колебания возможны только при равенстве относительных мертвых пространств $c_1=c_2$.

Попытки заменить пружины с линейными характеристиками другими источниками восстанавливающей силы, например, пневматическими цилиндрами или магнитами, хотя и могут привести к самокомпенсации импульсов сил, ухудшат характеристики электродинамических компрессоров, прежде всего, из-за нелинейной зависимости восстанавливающей силы от координаты у этих устройств. Эта нелинейность снижает электромеханический к.п.д. электродинамического привода и приводит к неустойчивости колебаний [6].

Все вышеизложенное подтверждает целесообразность использования в электродинамических компрессорах пружин с линейными характеристиками, к преимуществам которых относится также возможность реализации заданных резонансных характеристик механической системы, обеспечивающих наиболее благоприятные технико-экономические, энергетические и эксплуатационные характеристики компрессоров [7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Dölz H. «Shwingantrieb, insbesondere für kleinkalte maschinen», Schweizerischer pat. 319.747.
2. Nagaoka I. «On the Performances of Electro-dynamical Oscillating Compressor». Proceeding of the 10 th International Congress of Refrigeration, Copenhagen, vol II, 1960.
3. Шнайд И. М., Вихорев Г. А. Экспериментальный электродинамический компрессор для домашнего холодильника, «Холодильная техника», 1963. № 1.
4. Coated D. A., Cohen R. «The previous investigation stability of a free piston electro-dynamic compressor», The papers of the 12 th International Congress of Refrigeration, Madrid, 1967.
5. Шнайд И. М. Теоретическое и экспериментальное исследование электродинамического компрессора. Автореферат диссертации. Одесса, 1965.

6. Боголюбов Н. П., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М., Физматгиз, 1963.

7. Вихорев Г. А., Шнайд И. М. Опыт создания электродинамического компрессора для домашнего холодильника. Труды конференции по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР. М., Госторгиздат, 1963.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н. Э. БАУМАНА

И. В. Автономова, инженер

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ ВАКУУМ-НАСОСОВ И КОМПРЕССОРОВ С ЖИДКОСТНЫМ КОЛЬЦОМ

При проектировании жидкостных вакуум-насосов или компрессоров необходимо знать коэффициент подачи λ , который представляет собой отношение действительной объемной производительности вакуум-насоса или компрессора V_e при давлении и температуре во всасывающей патрубке к описанному лопатками объему компрессора или вакуум-насоса V_h .

Коэффициент подачи λ предлагается определять как произведение двух коэффициентов [5]

$$\lambda = \frac{V_e}{V_h} = \lambda_1 \lambda_2, \quad (1)$$

где $\lambda_1 = \frac{V_T}{V_h}$ — коэффициент, учитывающий потерю производитель-

ности от погружения лопаток в жидкость; $\lambda_2 = \frac{V_e}{V_T}$ — коэффициент,

учитывающий потерю производительности от расширения газа мертвого объема, от перетеканий газа со стороны нагнетания и сжатия на сторону всасывания и от испарения жидкости на стороне всасывания; V_T — теоретический рабочий объем, равный описанному лопатками объему минус часть описанного объема, занятого жидкостью.

Объем, описанный лопатками, определяется по формуле

$$V_h = \pi (r_2^2 - r_1^2) b_0 n \kappa, \quad (2)$$

где r_2 , r_1 — соответственно наружный и внутренний радиусы рабочего колеса, m ; b_0 — ширина рабочего колеса, m ; n — число оборотов вала вакуум-насоса или компрессора, *мин*; κ — коэффициент, учитывающий объем лопаток рабочего колеса.

Данная работа посвящена определению коэффициентов λ_1 и λ_2 .

Для определения коэффициента λ_1 полагалось, что расход жидкости в любом сечении кольца постоянен, так как поток непрерывен. Давление газа в ячейках, соединенных со всасывающим окном, постоянно и равно давлению всасывания. Давление в сечении 2—2 равно давлению всасывания. Из аналогичного допущения давление в сечении 1—1 равно давлению нагнетания. Так же допу-

скалось, что давление жидкости не зависит от изменения радиуса, а зависит от угла поворота ротора θ , при этом давление на поверхности жидкостного кольца равно давлению воздуха в этом сечении (рис. 1).

Полагая, что в пределах ячейки $abcd$ поверхность жидкостного кольца цилиндрическая с радиусом r_{x22} , можно определить теоретический объем

$$V_T = \pi (r_{x22}^2 - r_1^2) b_0 n x. \quad (3)$$

Для определения радиуса r_{x22} рассмотрим течение жидкости, теоретически считая, что в сечении 1—1 лопатки касаются корпуса вакуум-насоса или компрессора, т. е. $\delta=0$, а в сечении 2—2 они касаются поверхности жидкости в точке B . Жидкость, текущая в лопаточном пространстве, совершает сложное движение со скоростями: в переносном движении — u и в относительном — ω .

Рассмотрим струйку жидкости AB . При угловой скорости вращения ротора ω скорость переносного движения в точке A равна $u_1 = \omega r_1$, скорость в относительном движении $\omega_1 = 0$. В точке B скорость в переносном движении равна $u_2 = \omega r_2$; а в относительном движении ω_2 определяется из уравнения Бернулли

$$\omega_2 = \sqrt{(u_2^2 - u_1^2) + \frac{2 \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\omega^2 r_2^2 (1 - \nu^2) + \frac{2 \Delta p}{\rho}},$$

$$\Delta p = p_1 - p_2; \quad \nu = \frac{r_1}{r_2},$$

где p_1 — давление жидкости в точке A , равное давлению нагнетания p_n , кг/м^2 ; p_2 — давление жидкости в точке B , равное давлению всасывания $p_{вс}$, кг/м^2 ; ρ — плотность жидкости при температуре жидкостного кольца, $\text{кг·сек}^2/\text{м}^4$.

Скорость ω_2 направлена по касательной к лопатке колеса. Тогда

$$c = u_2 + \omega_2 \cos \beta = \omega r_2 + \sqrt{\omega^2 r_2^2 (1 - \nu^2) + \frac{2 \Delta p}{\rho}} \cos \beta, \quad (4)$$

где β — угол наклона лопатки.

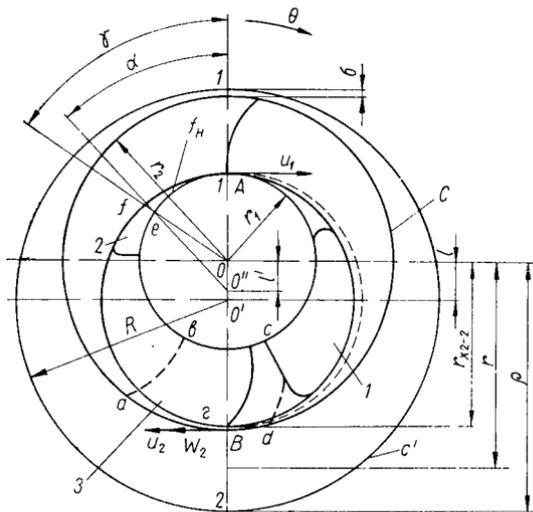


Рис. 1. Схематичный разрез машины: 1 — окно всасывания; 2 — окно нагнетания; 3 — очертание жидкостного кольца. Ось z направлена перпендикулярно к чертежу

Можно принять распределение скоростей в сечении 2—2 подобным распределению скоростей между двумя концентрическими цилиндрами, внутренний из которых вращается с угловой скоростью $\omega' = \frac{c}{r_2}$, а наружный застопорен. Полагая, что отсутствуют внешние силы, запишем уравнение Стокса в цилиндрических координатах [2]:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{v^2}{r}; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dv}{dr} - \frac{v}{r^2} = 0.$$

Принимая во внимание граничные условия $v=c=\omega'r_2$ при $r=r_2$ и $v=0$ при $r=\varrho=r_2+2e+\delta$, решение приведенных уравнений будет иметь вид

$$v = \frac{\omega' r_2^2 \rho}{r(\rho^2 - r_2^2)} - \frac{\omega' r_2^2 r}{(\rho^2 - r_2^2)}.$$

Средняя скорость жидкости в безлопаточном пространстве сечения 2—2, учитывая, что $\omega' = \frac{c}{r_2}$ и $\varrho = 2e + r_2 + \delta$, будет равна

$$v_{\text{ср}22} = \frac{1}{\rho - r_2} \int_{r_2}^{\varrho} v dr = \frac{cr_2}{2e + \delta} \left\{ \frac{(r_2 + 2e + \delta)^2 \left(2 \ln \frac{r_2 + 2e + \delta}{r_2} - 1 \right) + r_2^2}{2[(r_2 + 2e + \delta)^2 + r_2^2]} \right\}. \quad (5)$$

Испытания вакуум-насоса РМК-3, проведенные на кафедре Э-5 МВТУ им. Баумана, показали, что среднюю скорость в сечении 2—2 можно подсчитать по формуле $v_{\text{ср}22} = K v'_{\text{ср}22}$, где K — постоянный коэффициент ($K=1,0$ для масла ВМ-4 при температуре 30°C ; $K=1,289$ для воды при температуре 20°C , $K=1,1$ для дибутилфталата при температуре 30°C).

С другой стороны, среднюю скорость в безлопаточном пространстве сечения 2—2 можно определить, найдя разность расходов жидкости в сечении 1—1 и в лопаточном пространстве сечения 2—2. При определении расхода жидкости Q_{11} в сечении 1—1 принимаем распределение скоростей в безлопаточном пространстве шириной δ по треугольнику

$$Q_{11} = \omega \frac{r_1 + r_2}{2} \times (r_2 - r_1) b_0 + \delta \frac{\omega' r_2}{2} b,$$

где b — ширина корпуса вакуум-насоса или компрессора.

Расход жидкости в лопаточном пространстве сечения 2—2

$$Q_{22} = \omega \frac{r_{x22} + r_2}{2} (r_2 - r_{x22}) b_0.$$

Расход жидкости в безлопаточном пространстве сечения 2—2

$$Q = Q_{11} - Q_{22} = \omega \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \times b_0 + \frac{\omega' r_2}{2} b \delta - \omega \frac{r_2^2 - r_{x22}^2}{2} b_0,$$

откуда

$$v_{ср 22} = \frac{Q}{(2e + \delta)b} = \frac{\omega b_0 [(r_2^2 - r_1^2) \alpha - (r_2^2 - r_{x22}^2)] + \delta \omega r_2 b}{2(2e + \delta)b}$$

и

$$r_{x22} = r_2 \sqrt{1 - \alpha(1 - v^2) - \frac{\delta b \omega'}{b_0 r_2 \omega} + \frac{2(2e + \delta)b v_{ср 22}}{b_0 u_2 r_2}}. \quad (6)$$

Таким образом, используя уравнения (2), (3), (5), (6), можно определить λ_1 .

Для определения коэффициента λ_2 используем основное уравнение термодинамики для тела переменной массы применительно ко всасывающей полости [1]

$$EQ + Z = U - U_0 + L + Z_K, \quad (7)$$

где EQ — теплообмен (в единицах работы) между стенками и термодинамическим телом; Z — количество энергии, поступившей во всасывающую полость с присоединяемыми элементами весом Y ; Z_K — количество энергии, потерянной из всасывающей полости с отделяемыми элементами весом Y_K ; $U - U_0$ — изменение общей внутренней энергии всасываемого газа в единицах работы за период всасывания; L — внешняя работа, совершенная над всасываемым газом за период всасывания.

После преобразования уравнение (7) может быть приведено к виду

$$\begin{aligned} \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_{вс} \Delta T}{T_{вс}} V_T \lambda_2 + \frac{k}{k-1} p V_{неп} + \frac{k}{k-1} p V_M + \frac{k}{k-1} p V_{и} = \\ = \frac{p V_T}{k-1} - \frac{p_{вс} V_T \lambda_2}{k-1} + p V_T - p_{вс} V_T \lambda_2, \end{aligned}$$

где k — показатель адиабаты; $\Delta T = T - T_{вс}$ — разность абсолютных температур во всасывающей полости и во всасывающем патрубке, К; $V_{неп}$, V_M — объем газа, перетекающего соответственно из полостей сжатия и нагнетания через зазоры и из мертвого объема во всасывающую полость, взятые при давлении и температуре во всасывающей полости; $V_{и}$ — объем пара, испаряющегося во всасывающую полость; p — давление во всасывающей полости, кг/м².

$$EQ = \frac{k}{k-1} \frac{p_{вс} \Delta T}{T_{вс}} V_T \lambda_2;$$

$$Z = \frac{k}{k-1} p V_{неп} + \frac{k}{k-1} p V_M + \frac{k}{k-1} p V_{и};$$

$$u - u_0 = \frac{p V_T}{k-1} - \frac{p_{вс} V_T \lambda_2}{k-1};$$

$$L = p V_T - p_{вс} V_T \lambda_2.$$

Для полости всасывания можно принять $Z_K = 0$.

Из уравнения (8) после преобразования получим

$$\lambda_2 = [1 - (\lambda_n + \lambda_m + \lambda_v)] \cdot \lambda_p \lambda_w = \lambda_v \lambda_p \lambda_w,$$

где $\lambda_v = 1 - (\lambda_n + \lambda_m + \lambda_v)$ — объемный коэффициент; λ_n — коэффициент, учитывающий перетечки газа во всасывающую полость; λ_m — коэффициент, учитывающий расширение газа мертвого объема; λ_v — коэффициент, учитывающий испарение во всасывающую полость; $\lambda_p = \frac{p}{p_{вс}}$ — коэффициент давления; $\lambda_w = \frac{T_{вс}}{T}$ — коэффициент подогрева.

Коэффициент, учитывающий перетечки газа и пара со стороны нагнетания и сжатия на сторону всасывания, определится как

$$\lambda_n = \frac{V_{пер}}{V_\tau} = \frac{G_{пер}}{V_\tau \gamma_1},$$

где γ_1 — удельный вес газа при условии всасывания.

При расчете λ_n утечками вдоль лопатки ab (см. рис. 1), отделяющей всасывающую полость от полости сжатия, пренебрегаем, а учитываем только расход газа в щели между ступицей колеса и боковыми крышками. Весовое количество газа $G_{пер}$ ($кг/мин$), перетекающее через такую щель, может быть определено методом последовательных приближений по [3]. Испытания насоса РМК-3 показали, что температура нагнетания при этом может быть принята равной средней температуре жидкостного кольца.

Смесь газа и пара, оставшаяся в мертвом объеме Afe (см. рис. 1), при вращении колеса перетекает на сторону всасывания, где расширяется до давления p . Площадь Afe определяется как разность площадей $O''fA$, $O'Ae$ и $O''eO$. При этом считаем, что поверхность жидкостного кольца — цилиндрическая с радиусом r_x и центром O''

$$f_m = f_{O''fA} - f_{O'Ae} - f_{O''eO} = \frac{\pi (r_1 - r_{x22})^2}{4} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360^\circ} - \\ - \pi r_1 \frac{\gamma^\circ}{360^\circ} - \frac{(r_{x22}^2 - r_1^2) \sin \alpha}{8}, \text{ м}^2$$

γ° определяется конструктивными размерами:

$$\cos \alpha = \frac{r_{x22} - r_1(1 - 2 \cos \gamma)}{r_1 + r_{x22}}; \quad G_m = f_m b_0 n \gamma_2 \text{ см},$$

где $\gamma_{2см}$ — удельный вес смеси газа и насыщенного пара при температуре и давлении нагнетания.

Коэффициент, учитывающий перетекание газа и пара из мертвого объема,

$$\lambda_m = \frac{V_m}{V_\tau} = \frac{G_m}{V_\tau \gamma_1}.$$

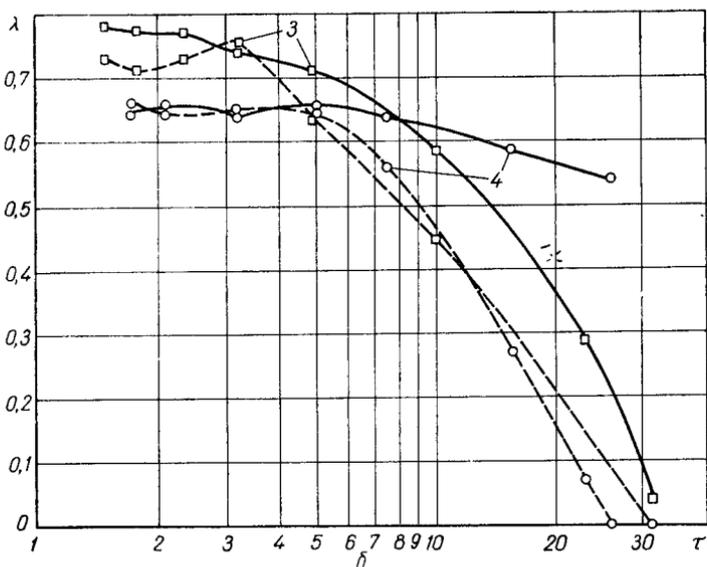
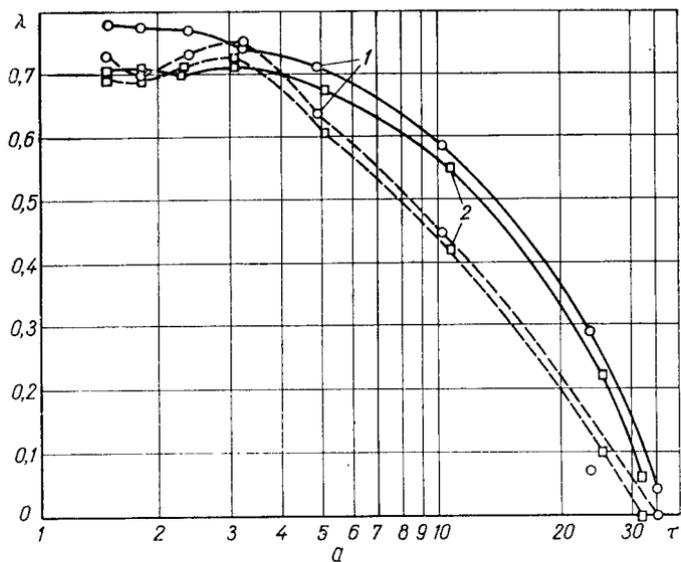


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи вакуум-насоса РМК-3 от степени сжатия τ при использовании в качестве рабочей жидкости воды (а) или воды и масла (б):

— расчетный коэффициент подачи λ ; - - - экспериментальный коэффициент подачи λ_3 ; 1 — для воды с $n=950$; 2 — то же с $n=850$; 3 — для воды с $n=950$; 4 — для масла с $n=950$.

Коэффициент, учитывающий испарение жидкости во всасывающую полость,

$$\lambda_{\text{и}} = \frac{V_{\text{и}}}{V_{\tau}} = \frac{G_{\text{пара}}}{V_{\tau \dot{\gamma}_1}},$$

где $G_{\text{пара}}$ — весовое количество испарившегося во всасывающую полость пара, *кг/мин.*

При расчете количества испарившейся жидкости считаем, что во всасывающей полости находится смесь газа и насыщенного пара. Давление насыщенного пара, а следовательно, и его удельный вес можно определить по температуре смеси T во всасывающей полости, которую, как установлено из испытаний вакуум-насоса РМК-3, можно принять равной средней температуре жидкости в жидкостном кольце.

По данным расчетов вакуум-насоса РМК-3, коэффициенты λ_w и λ_p можно принять равными 1, так как погрешность, внесенная этим допущением, не превысит 3%. Расчеты, проведенные по данной методике, показали, что ошибки в определении λ расчетным путем до $\tau = \frac{p_{\text{и}}}{p_{\text{вс}}} = 7$ не превысят 10% по сравнению с экспериментальными данными (рис. 2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Мамонтов М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы. М., Оборонгиз, 1961.
2. Кочин И. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидродинамика. Ч. II, М., Физматгиз, 1963.
3. Захаренко С. Е. К вопросу о протечках газа через щели. М., Машгиз, Труды ЛПИ «Энергомашиностроение», № 2, 1963.
4. Головинцов А. Г., Румянцев В. А. и др. Ротационные компрессоры. М., Машиностроение, 1964.
5. Автономова И. В. Теоретическое определение производительности вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом. Сб. «Компрессорные машины». ЦИНТИхимнефтемаш, М., 1968.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н. Э. БАУМАНА

П. И. Пластинин, *канд. техн. наук,*
Л. А. Моисеенко, В. З. Шнитман, *инженеры*

К ВОПРОСУ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПРЕССОРА С ВРАЩАЮЩИМСЯ ПОРШНЕМ

В последнее время создано несколько новых типов компрессорных машин, работающих по принципу известного двигателя Ванкеля, но сочетающих в себе преимущества поршневых (внутреннее сжатие, высокая экономичность) и роторных машин (отсутствие клапанов, быстроходность, хорошая уравновешенность) при обеспечении простой технологии изготовления.

Одной из перспективных схем является схема биротативного роторно-поршневого компрессора Ванкеля-Борзига.

Целью настоящей работы является получение простых аналитических зависимостей между отдельными параметрами биротативной машины.

Задача решалась методом вращающихся координат с последующей заменой переменных. При исследовании предполагалось, что компрессор идеальный, процесс сжатия принимался адиабатическим.

Теоретический контур рабочей полости роторнопоршневого двигателя представляет собой эпитрохоиду, уравнение которой в неподвижных координатах имеет вид*:

$$\begin{cases} v = e \sin 3\psi + a \sin \psi ; \\ u = e \cos 3\psi + a \cos \psi , \end{cases}$$

где a — отрезок производящей прямой; e — эксцентриситет.

Если сообщить эпитрохоидному контуру вращение вокруг его оси, то, чтобы сохранялось постоянное касание контура с его внутренней огибающей, необходимо вращать ее в ту же сторону. При этом отношение скоростей и отношение радиусов производящих окружностей должно быть 3 : 2. Если связать с вращающимся эпитрохоидным контуром систему координат, то при известном уравнении эпитрохоиды относительно этих вращающихся координат можно получить уравнение вращающейся эпитрохоиды относительно неподвижных координат.

Проектируя замкнутый четырехугольник $OBACO$ (рис. 1, a), на оси x и y имеем:

$$\begin{cases} x = u \cos \varphi - v \sin \varphi ; \\ y = u \sin \varphi + v \cos \varphi , \end{cases}$$

где φ — угол поворота камеры; ψ — угол поворота ротора; $\varphi = \frac{3}{2} \psi$.

Подставляя параметрические выражения для u и v будем иметь:

$$\begin{aligned} x &= (e \cos 3\psi + a \cos \psi) \cos \varphi - (e \sin 3\psi + a \sin \psi) \sin \varphi = \\ &= e \cos \frac{9}{2} \psi + a \cos \frac{5}{2} \psi ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y &= (e \cos 3\psi + a \cos \psi) \sin \varphi + (e \sin 3\psi + a \sin \psi) \cos \varphi = \\ &= e \sin \frac{9}{2} \psi + a \sin \frac{5}{2} \psi . \end{aligned}$$

Следовательно, уравнение вращающейся эпитрохоиды в параметрической форме относительно неподвижной системы координат

* В. С. Бениович. Расчет роторнопоршневого двигателя. Вып. 179, НАТИ, М., 1965.

имеет вид:

$$\begin{cases} x = e \cos \frac{9}{2} \psi + a \cos \frac{5}{2} \psi; \\ y = e \sin \frac{9}{2} \psi + a \sin \frac{5}{2} \psi, \end{cases} \quad (1)$$

где $e = \frac{R}{3}$; $a = cR$ (c — параметр формы). Найдем выражение для текущей площади ячейки сжимаемого газа для теоретического контура.

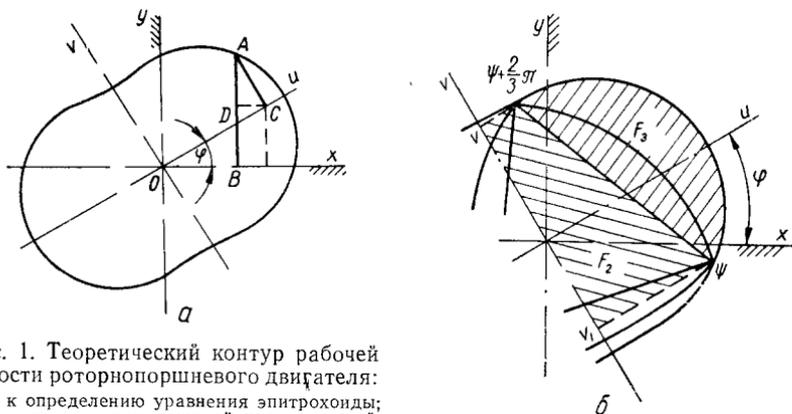


Рис. 1. Теоретический контур рабочей полости роторнопоршневого двигателя: a — к определению уравнения эпитрохоиды; b — к определению текущей площади ячейки сжимаемого газа.

Вся заштрихованная площадь

$$F_1 = \int_1^v u \cdot dv.$$

Подставив из рис. 1, б

$$\begin{cases} u = y \sin \varphi + x \cos \varphi; \\ v = y \cos \varphi - x \sin \varphi, \end{cases}$$

найдем

$$\begin{aligned} F_1 &= \int_{\psi}^{\psi + \frac{2}{3}\pi} \left(y \sin \frac{3}{2} \psi + x \cos \frac{3}{2} \psi \right) d \left(y \cos \frac{3}{2} \psi - x \sin \frac{3}{2} \psi \right) = \\ &= \int_{\psi}^{\psi + \frac{2}{3}\pi} \left[R \left(\frac{1}{3} \sin \frac{9}{2} \psi + c \sin \frac{5}{2} \psi \right) \sin \frac{3}{2} \psi + R \left(\frac{1}{3} \cos \frac{9}{2} \psi + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + c \cos \frac{5}{2} \psi \right) \cos \frac{3}{2} \psi \right] d \left[R \left(\frac{1}{3} \sin \frac{9}{2} \psi + c \sin \frac{5}{2} \psi \right) \cos \frac{3}{2} \psi - \right. \\ &\quad \left. - R \left(\frac{1}{3} \cos \frac{9}{2} \psi + c \cos \frac{5}{2} \psi \right) \sin \frac{3}{2} \psi \right]. \end{aligned}$$

После преобразований получаем

$$F_1 = \frac{R^2}{3} \pi \left(\frac{1}{3} + c^2 \right) + \frac{\sqrt{3}}{6} R^2 c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \sqrt{3} R^2 c \cos \left(2\psi + \frac{2}{3} \pi \right) \left(\frac{1}{3} + \frac{c}{4} \right). \quad (2)$$

Найдем площадь трапеции, заключенную между стороной треугольника и осью v ,

$$F_2 = \frac{1}{2} (u + u_1) (v - v_1).$$

или

$$F_2 = \frac{1}{2} \left(y \sin \frac{3}{2} \psi + x \cos \frac{3}{2} \psi + y_1 \sin \frac{3}{2} \psi + x_1 \cos \frac{3}{2} \psi \right) \times \\ \times \left(y \cos \frac{3}{2} \psi - x \sin \frac{3}{2} \psi - y_1 \cos \frac{3}{2} \psi + x_1 \sin \frac{3}{2} \psi \right).$$

После преобразования имеем

$$F_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} R^2 c \cos \left(\psi + \frac{5}{6} \pi \right) \left[c \cos \left(\psi + \frac{5}{6} \pi \right) + \frac{2}{3} \sin 3\psi \right]. \quad (3)$$

Найдем площадь F_3

$$F_3 = F_1 - F_2 = \frac{R^2}{3} \pi \left(\frac{1}{3} + c^2 \right) + \frac{\sqrt{3}}{6} R^2 c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \\ + \sqrt{3} R^2 c \cos \left(2\psi + \frac{2}{3} \pi \right) \left(\frac{1}{3} + \frac{c}{4} \right) - \frac{\sqrt{3}}{2} R^2 c \cos \left(\psi + \frac{5}{6} \pi \right) \times \\ \times \left[c \cos \left(\psi + \frac{5}{6} \pi \right) + \frac{2}{3} \sin 3\psi \right].$$

Для получения площади текущей ячейки необходимо из площади F_3 вычесть площадь M сегмента, построенного на стороне ротора. Этот сегмент круговой и его радиус $\lambda = \frac{(a-e)^2 + 3e^2}{a-4e}$, тогда $M =$

$$= \frac{\lambda^2}{2} (\alpha - \sin \alpha),$$

где $\alpha = 2 \arcsin \frac{a\sqrt{3}}{2\lambda}$; $F_\tau = F_3 - M$;

$$F_\tau = R^2 \left[\frac{\pi}{9} + \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) c^2 - \frac{M}{R^2} - \frac{\sqrt{3}}{2} c \cos \left(\psi - \frac{\pi}{6} \right) \right].$$

Сдвинув начало отсчета, получим:

$$F_\tau = R^2 \left[\frac{\pi}{9} + \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) c^2 - \frac{M}{R^2} - \frac{\sqrt{3}}{2} c \cos \psi \right];$$

$$F_\tau = R^2 \left[0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} - 0,866 c \cos \frac{2}{3} \varphi \right]. \quad (4)$$

Объем рабочей камеры теоретического контура

$$V_{\text{кт}} = F_{\text{т}}H,$$

где H — высота рабочей полости.

В компрессоре данного типа всасывание и нагнетание осуществляются через специальные отверстия в статоре (золотнике), вокруг которого вращается внутренний ротор. Начало и конец процессов всасывания и нагнетания определяются совпадением отверстий во внутреннем роторе с каналами в статоре (золотнике).

Рассмотрим камеру, ограниченную гранью ротора AB (рис. 2). Считаем, что сечение окна ротора прямоугольное.

Тогда

$$b = \frac{V_e}{hc},$$

где b — ширина окна ротора; h — высота окна ротора; c — скорость газа; V_e — производительность.

Угол отсечной кромки I (см. рис. 2, I) определяется из условия, что при максимальном объеме камеры заканчивается процесс всасывания и начинается процесс сжатия.

Из Δaob (см. рис. 2, I)

$$\sin \varphi_1 = \frac{ab}{ao} = \frac{b}{2r},$$

где r — радиус статора (золотника).

Тогда угол отсечной кромки I

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{b}{2r}. \quad (5)$$

Угол отсечной кромки 2 соответствует началу нагнетания. На основании уравнения политропического процесса определяется объем камеры, при котором начинается нагнетание V_2 :

$$p_1 V_{\text{max}}^n = p_2 V_2^n; \quad V_2 = V_{\text{max}} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}},$$

где p_1 — давление всасывания; p_2 — давление нагнетания; n — показатель политропы сжатия; V_{max} — максимальный объем камеры.

$$V_{\max} = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} + 0,866 c \right);$$

$$V_2 = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} + 0,866 c \right) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (6)$$

Кроме того,

$$V_2 = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} + 0,866 c \cos \psi_2 \right). \quad (7)$$

Полученное из уравнения (6) значение V_2 подставляется в уравнение (7), из которого находится угол поворота ротора ψ_2 , соответствующий началу процесса нагнетания:

$$\cos \psi_2 = \frac{1}{0,866 c} \left(\frac{V_2}{HR^2} - 0,3491 - 0,6142 c^2 + \frac{M}{R^2} \right);$$

$$\psi_2 = \arccos A,$$

$$\text{где } A = \frac{1}{0,866 c} \left(\frac{V_2}{HR^2} - 0,3491 - 0,6142 c^2 + \frac{M}{R^2} \right).$$

Угол отсечной кромки 3 находится из условия, что к моменту минимального объема в рабочей камере заканчивается процесс нагнетания $\varphi_3 = \arcsin \frac{b}{2r}$.

Из рис. 2, II находим $\alpha = \varphi_2 - 90^\circ$.

Угол отсечной кромки 2, соответствующий началу нагнетания,

$$\varphi_2 = 270^\circ + (\alpha + \varphi_3) = \psi_2 + \varphi_3 + 180^\circ, \text{ так как } \varphi_3 = \varphi_1;$$

$$\varphi_2 = \psi_2 + \varphi_1 + 180^\circ. \quad (8)$$

Угол отсечной кромки 4 определяется из условия, что к моменту соединения рабочей полости со всасывающим окном при обратном расширении давление в рабочей камере равняется давлению всасывания.

Аналогично уравнению (6) определяется объем камеры V_1 , при котором начинается всасывание:

$$p_2 V_{\min}^m = p_1 V_1^m; \quad V_1 = V_{\min} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}},$$

где m — показатель политропы расширения; V_{\min} — минимальный объем камеры.

$$V_1 = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} - 0,866 c \right) \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (9)$$

но, кроме того,

$$V_1 = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142 c^2 - \frac{M}{R^2} + 0,866 c \cos \psi_4 \right). \quad (10)$$

Полученное из уравнения (9) значение V_1 подставляется в уравнение (10), из которого находится угол поворота ротора ψ_4 , соответствующий началу процесса всасывания,

$$\cos \psi_4 = \frac{1}{0,866 c} \left(\frac{V_1}{HR^2} - 0,3491 - 0,6142 c^2 + \frac{M}{R^2} \right);$$

(здесь $\psi_4 = \arccos B$),

$$\text{где } B = \frac{1}{0,866 c} \left(\frac{V_1}{HR^2} - 0,3491 - 0,6142 c^2 + \frac{M}{R^2} \right).$$

Из рис. 2, III находим, что $\beta = 270^\circ - \psi_4$.

Тогда угол отсечной кромки 4, соответствующий началу процесса всасывания,

$$\begin{aligned} \varphi_4 &= 90^\circ - \beta + \varphi_1 = \varphi_1 + 90^\circ - (270^\circ - \psi_4); \\ \varphi_4 &= \psi_4 + \varphi_1 - 180^\circ. \end{aligned} \quad (11)$$

Полученные зависимости позволяют построить индикаторную диаграмму, а также провести теоретический анализ фаз газораспределения компрессора с вращающимся поршнем. Результаты работы могут быть использованы при проектировании биротативного компрессора.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ

КУЗБАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

А. Н. Финагин, инженер,
Г. Ф. Капралов, Л. С. Фрейдлих, кандидаты техн. наук

О ВЕРХНЕМ ПРЕДЕЛЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ИЗМЕНЕНИЕМ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

Одним из способов повышения производительности поршневого компрессора является увеличение числа оборотов коленчатого вала.

Увеличение числа оборотов вызывает рост динамических нагрузок в элементах механизма движения компрессора и потерь в клапанах в процессах всасывания и нагнетания. Переход на прямоточные клапаны позволяет снизить потери энергии в них и высвободить некоторый резерв мощности электропривода компрессора для обеспечения его работы на повышенных оборотах. Экспериментальные исследования, проведенные Днепропетровским химико-технологическим институтом [1], показывают, что действительные напряжения в элементах механизма движения значительно ниже расчетных.

Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные в Кузбасском политехническом институте на компрессоре ВК-3/6 и в производственных условиях (Зырянский комбинат) на компрессоре 55В, показывают, что увеличение числа оборотов поршневого компрессора возможно обеспечить методикой расчета на прочность и режимом работы компрессора.

Методика расчета на прочность механизма движения компрессора основывается на равенстве амплитудных значений сил инерции и сил давления, которые и принимаются за расчетные [2].

В рабочем режиме компрессора результирующие силы в механизме движения получаются меньшими, чем при холостом ходе с отжатыми клапанами. В мертвом объеме компрессора остается часть воздуха, давление которого уменьшает величину результирующей силы. Уменьшение происходит до момента полного расширения воздуха в мертвом пространстве при обратном ходе поршня. Это дает основание сделать вывод о возможности увеличения числа оборотов поршневого компрессора в некоторых пределах.

Аналитические зависимости позволяют определить допустимое повышение числа оборотов без изменения условий прочности [3], зависящие от ряда параметров. К этим параметрам относятся: степень сжатия ϵ , относительная величина мертвого объема a , отно-

шение радиуса кривошипа r к длине шатуна $\lambda = \frac{r}{l}$, показатель процесса расширения n , потери в клапанах, учитываемые коэффициентом ψ .

Допустимое повышенное число оборотов определяется выражением

$$n_{\text{п}} = n_{\text{н}} \sqrt{\frac{1 + \lambda}{\cos \alpha_{\text{кр}} + \lambda \cos 2 \alpha_{\text{кр}}}} \text{ об/мин},$$

где $n_{\text{н}}$ — номинальное число оборотов компрессора.

Критический угол поворота коленчатого вала, определяющий момент максимума результирующих сил, действующих на механизм движения, находится из уравнения

$$\alpha_{\text{кр}} = \arccos \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\lambda} - c - \frac{\frac{1}{\lambda^2} - 1}{1 + \frac{1}{\lambda} - c} \right) \right] \text{ град}.$$

Постоянные коэффициенты c_1 и c_2 для компрессоров простого и двойного действия будут равны

$$c_1 = 2a [(\psi\varepsilon)^{\frac{1}{n}} - 1] \text{ и } c_2 = \frac{2a(1+a)[(\psi\varepsilon)^{\frac{1}{n}} - 1]}{1+a+a(\psi\varepsilon)^{\frac{1}{n}}}.$$

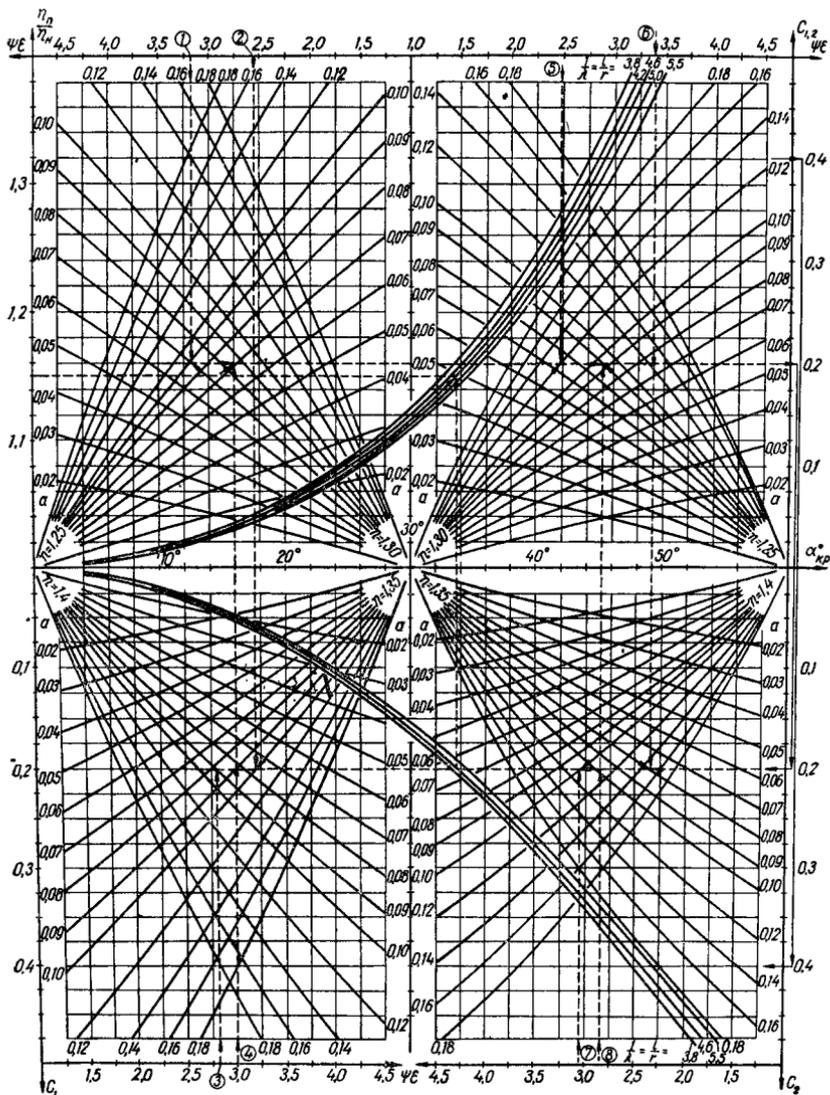
Анализ полученных соотношений позволил построить графики зависимостей:

$c_1 = f_1(\psi\varepsilon)$ и $c_2 = f_2(\psi\varepsilon)$ при различных значениях a и n ;

$\alpha_{\text{кр}} = f_3(c)$ и $\frac{n_{\text{п}}}{n_{\text{н}}} = f_4(\alpha_{\text{кр}})$ при различных значениях λ (рисунок).

Эти графики могут быть использованы для определения допустимого повышения числа оборотов, а следовательно, и производительности поршневого компрессора без изменения условий прочности по известным для него безразмерным параметрам — λ , a , ε , а также показателю процесса расширения n .

Порядок определения допустимого повышения числа оборотов легко прослеживается по указательным стрелкам на номограмме. По данным значениям степени сжатия ε , коэффициента потерь в клапанах ψ и величины мертвого объема a определяется c_1 — постоянная компрессора простого и c_2 — двойного действия. Критический угол поворота коленчатого вала $\alpha_{\text{кр}}$ определяется в зависимости от значений постоянной компрессора C для известного значения отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{r}{l}$.



Номограмма для определения допустимого увеличения числа оборотов поршневого компрессора.

По критическому углу $\alpha_{кр}$ и отношению λ определяется допустимое повышение оборотов $A = \frac{n_n}{n_{n0}}$.

Допустимое повышение числа оборотов определяется выражением $n_n = An_{н0}$ об/мин. Примеры пользования номограммой даны в таблице.

Примеры пользования номограммой (при $\frac{1}{\lambda} = 4,6$)

Степень сжатия ступени ψ	Мертвый объем a	Показатель расширения n
Для компрессора простого действия		
3,18	0,07	1,3
2,55	0,10	1,35
2,8	0,09	1,4
3,0	0,07	1,25
Для компрессора двойного действия		
2,5	0,12	1,3
3,4	0,08	1,35
3,06	0,10	1,4
3,14	0,09	1,25

Ответы: $c_1 = c_2 = 0,2$; $\alpha_{кр} = 36,8^\circ$; $\frac{n_{п}}{n_{н}} = 1,15$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мамон Л. И., Губенков М. Г. и др. Измерение напряжения в элементах механизма движения поршневого компрессора высокого давления. «Химическое и нефтяное машиностроение», 1966, № 1.
2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1969.
3. Финагин А. Н. Исследование возможности увеличения числа оборотов поршневого компрессора. М., «Известия вузов. Горный журнал», 1969, № 1.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н. Э. БАУМАНА

Т. Н. Романенко, Ю. Ф. Никитин, кандидаты техн. наук

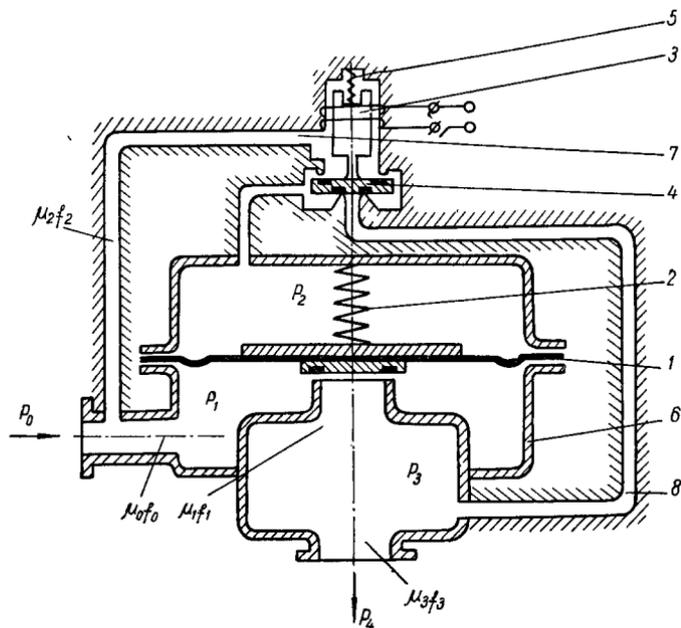
**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕМБРАННЫХ КЛАПАНОВ
ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ КОМПРЕССОРОВ
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

В настоящей работе рассматриваются особенности работы мембранных пневматических клапанов с электромагнитным управлением в компрессорных установках высокого давления и определяются условия, которые обеспечивают надежную работу мембраны при высоких давлениях.

Электропневматический мембранный клапан (рисунок) состоит из мембраны 1, жесткий центр которой служит затвором и прижат к седлу пружиной 2, электромагнита 3, связанного со двоящим управляющим клапаном 4, прижатым к нижнему седлу пружиной 5, и корпуса 6 с впускным управляющим каналом 7 и выпускным управляющим каналом 8.

В исходном положении управляющий клапан прижат к нижнему седлу пружиной и перепадом давлений между входной и выходной магистралями, а затвор прижат к своему седлу. При подаче

напряжения на обмотку электромагнита якорь притягивается к упору и перемещает управляющий клапан, прижимая его к верхнему седлу. При этом надмембранная полость отсекается от входной магистрали и соединяется с полостью за клапаном. Давление в надмембранной полости падает, мембрана под действием перепада



Электропневматический мембранный клапан.

давлений между входной магистралью и надмембранной полостью вместе с затвором отходит от седла, и клапан открывается.

После снятия напряжения с обмотки электромагнита управляющий клапан возвращается под действием пружины на нижнее седло. Надмембранная полость отключается от выходной магистрали, соединяется с входной, давление в надмембранной полости повышается и затвор закрывается под действием пружины и перепада давлений.

Рассмотрим силы, действующие на мембрану. При закрытом клапане давления в надмембранной и в подмембранной полостях равны между собой и равны давлению во входной магистрали. Мембрана при этом полностью разгружена.

В момент начала открытия на мембрану действует следующий перепад давлений:

$$\Delta p_{н.о} = p_0 - p_2 = (p_0 - p_3) \frac{f_1}{F} + \frac{P_3}{F}, \quad (1)$$

где F — эффективная площадь мембраны; P_3 — начальное усилие пружины затвора.

Учитывая, что наибольший перепад давлений на мембрану будет при $p_3 = 0$ и что последний член в уравнении (1) мал по сравнению с остальными, находим

$$\Delta p_{н.о} = p_0 \frac{f_1}{F}. \quad (2)$$

Таким образом, перепад давлений, действующий на мембрану в момент открытия клапана, может быть сделан сколь угодно малым, что обеспечит прочность мембраны. В дальнейшем, по мере открытия клапана, может установиться перепад давлений, опасный для прочности мембраны. Как показывают предварительные расчеты, наиболее опасным является положение, когда затвор полностью открыт. В схемах со сбросом воздуха из надмембранной полости в атмосферу такой перепад будет равным полному перепаду давлений, и обеспечить прочность мембраны станет трудно.

В рассматриваемой схеме пневмоклапана при определенных условиях можно обеспечить надежную работу мембраны и в области высоких давлений.

Рассмотрим условия, при которых перепад давлений, действующий на мембрану в схеме, изображенной на рисунке, при полностью открытом затворе не превосходит перепада давлений при открытии, т. е.

$$\Delta p_{н.о} \leq \Delta p_{п.о}. \quad (3)$$

При этом подъем затвора обеспечивает проходное сечение по площади, равное или большее площади проходного сечения f_1 .

Для сечений впускного патрубка, седла клапана и выпускного патрубка уравнение расходов имеет вид

$$G_0 = G_1 = G_3. \quad (4)$$

Чтобы получить небольшой перепад давлений на мембране, необходимо обеспечить подкритический режим истечения через затвор. В то же время режим истечения через выпускной патрубок будет надкритическим, поскольку рассматривается случай работы клапана при высоких давлениях и больших перепадах давлений между входной и выходной магистралями.

Учитывая сказанное и применяя приближенное выражение (2) для функции истечения, запишем равенство (4) в виде

$$\begin{aligned} \mu_0 f_0 c_0 \sqrt{\frac{p_1}{p_0} \left(1 - \frac{p_1}{p_0}\right)} \cdot \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} &= \mu_1 f_1 c_1 \sqrt{\frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1}\right)} \times \\ &\times \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} = \mu_3 f_3 \frac{c_3}{2} \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_3}}, \end{aligned} \quad (5)$$

где μ — коэффициент истечения; $c = 2 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \cdot \frac{1}{R}}$ (для воздуха $c_0 = c_1 = c_3 = 0,8$); T — температура газа.

Определяя из уравнения (5) давление p_1 и p_3 через геометрические параметры и давление p_0 , после несложных преобразований находим выражение для перепада давлений на мембрану при полном открытии, которое имеет вид

$$\Delta p_{п.о} = p_1 - p_3 =$$

$$= \frac{1}{4} \left(\frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1} \right)^2 \frac{p_0 \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1} \right)^2 \right]}{\left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1} \right)^2 \right]^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\mu_3 f_3}{\mu_0 f_0} \right)^2}. \quad (6)$$

Подставляя уравнения (6) и (2) в уравнение (3), находим аналитическое выражение для искомых условий работы мембраны, которое имеет вид

$$\frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1} \leq 2 \sqrt{-\frac{1-2A}{2(1-A)}} + \sqrt{\left[\frac{1-2A}{2(1-A)} \right]^2 + A \left[\frac{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{\mu_3 f_3}{\mu_0 f_0} \right)^2}{1-A} \right]}, \quad (7)$$

где $A = \frac{f_1}{F}$.

Клапан на $d_y = 10$ мм, рассчитанный по изложенной методике, был испытан при давлении 350 кг/см² и выдержал более 5000 срабатываний без следов разрушения на резиновой мембране толщиной $0,5$ мм.

ХАРЬКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ТРАНСПОРТА им. С. М. КИРОВА

Е. В. Кушнырь, Б. А. Еремеев, инженеры,
В. Н. Поляков, канд. техн. наук

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССАМИ ПУСКА И ОСТАНОВКИ СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА

Наиболее перспективным видом индивидуального привода тормозных компрессоров на тепловозах является привод от двигателя внутреннего сгорания. Поэтому большой интерес представляет возможность конструктивного объединения привода и компрессора в едином агрегате. Таким вариантом локомотивного тормозного компрессора может быть безвальный дизель-компрессор достаточной производительности. Положительными качествами этого компрессора, с точки зрения применения его на локомотиве, являются компактность, полная уравновешенность, относительная простота конструкции, малый вес.

На Полтавском турбомеханическом заводе спроектирован и построен в опытном порядке свободнопоршневой дизель-компрессор ЗДК, расчетная производительность которого вполне достаточна

для обеспечения нормальной и безаварийной работы современного мощного тепловоза с поездом. Тепловозная базовая научно-исследовательская лаборатория Харьковского института инженеров транспорта (ХИИТ) в содружестве с полтавским заводом проводит стендовые исследования и доводку этого дизель-компрессора с целью применения его на тепловозах.

Свободнопоршневой дизель-компрессор ЗДК представляет собой комплекс, объединяющий двухступенчатый компрессор поршневого типа и двухтактный дизель с прямоточной щелевой продувкой.

Техническая характеристика ЗДК

Номинальная производительность v при противодавлении после ЦВД $p_n = 9 \text{ кг/см}^2$	3,5 $\text{м}^3/\text{мин}$
Число циклов z при $p_n = 9 \text{ кг/см}^2$	1500 $\text{цикл}/\text{мин}$
Диаметр цилиндра дизеля D_1	108 мм
То же компрессора I ступени D_1	250 »
» II ступени D_{11}	90 »
Ход поршней s	2·108 »

Запуск дизель-компрессора производится воздухом с давлением $4,5 \div 5 \text{ кг/см}^2$. Дизельная и компрессорная части охлаждаются водой. Система смазки лубрикаторного типа.

Существенное значение при разработке локомотивных компрессорных установок с индивидуальным приводом представляют вопросы дистанционного автоматического пуска и остановки компрессора. Поэтому тепловозной лабораторией ХИИТа была разработана и испытана электропневматическая схема управления работой ЗДК.

Запуск и остановка дизель-компрессора осуществляются с пульта управления, на котором установлены кнопочник системы пуска и управления и манометры напорной магистрали, полостей I и II ступеней компрессора.

Манометром полости II ступени компрессора контролируется величина противодавления p_n . Манометрами полостей I ступени контролируются величины средних давлений за этой ступенью (в промежуточных холодильниках) и величина давления пускового воздуха при запуске дизель-компрессора. Разводка поршней, постановка их на защелку, пуск и остановка дизель-компрессора производятся дистанционно, путем включения или выключения двух кнопок «Пуск» и «Топливный насос».

На рис. 1 и 2 представлены принципиальная электрическая и исполнительная пневматическая схемы автоматики разводки, пуска и остановки дизель-компрессора на стенде. Электрическая схема питается от источника постоянного тока с напряжением 75 в. Подача питания осуществляется включением пакетника «Управление общее» (см. рис. 1). Включением кнопки «Масляный насос» запускается электрический двигатель лубрикатора, и неработающий дизель-компрессор и прокачивается маслом.

Запуску дизель-компрессора предшествуют разводка его поршней и постановка их на защелку автоматически. Запуск осуществ-

вляется нажатием кнопки «Пуск». Предварительно должна быть включена двойная кнопка «Топливный насос». При ее включении подается питание на электрический двигатель топливного насоса, насос приводится в движение и подает на насос-форсунку топливо из бака. Одновременно разрывается мостик «Стоп» и происходит обесточивание цепей вентилях ВП1, ВП4, ВП5 и ВП6.

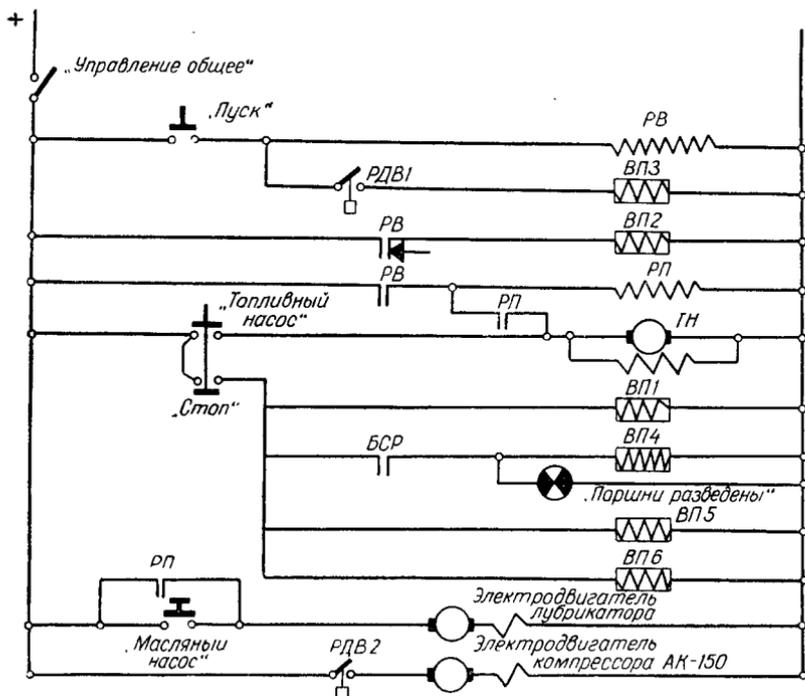


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема управления запуском и остановкой СПДК-ЗДК на стенде.

При включении кнопки «Пуск» ее мостик образует цепь на катушку реле времени РВ. Реле срабатывает и его н. о. блокировка мгновенного действия закрывается. Через эту блокировку подается питание на промежуточное реле РП, которое срабатывает и включает две своих н. о. блокировки. Закрытие одной из них, находящейся в цепи катушки РП, приводит к подаче питания на катушку РП через кнопку «Топливный насос». Теперь промежуточное реле будет включено до тех пор, пока не выключат эту кнопку.

Вторая н. о. блокировка РП находится в цепи электрического двигателя масляного лубрикатора. Ее включение вызывает запуск маслопрокачки. Прокачка маслом неработающего СПДК длится в течение времени, на которое отрегулировано РВ (на стенде время прокачки принято 20—25 сек), затем РВ срабатывает и включается его н. о. блокировка с выдержкой времени. Ее включение вызывает

подачу тока на электропневматический вентиль ВП 2. Этот вентиль пропускает воздух в полость ЦНД через штуцеры 4 (см. рис. 2). При этом воздух подается и на реле давления воздуха РДВ 1, которое отрегулировано на давление запуска ($4,75 \text{ кг/см}^2$). При достижении в полости ЦНД давления пускового воздуха $4,75 \text{ кг/см}^2$ замыкает н.о. блокировка РДВ1 и через нее подается питание на электропневматический вентиль ВП3, управляющий подачей воздуха на пневматический привод срыва зашелки.

ВП3 пропускает в цилиндр привода воздух, поршень привода перемещается, разворачивает рычаг, установленный на оси рычага зашелки. Зашелка освобождает поршни, и начинается ход сжатия режима пуска. Срыв зашелки сопровождается автоматической постановкой ее на фиксатор. Во время запуска остановочное пневматическое устройство 3 (см. рис. 2) не получает воздух от вентиля ВП1, вследствие чего его поршень под воздействием пружины переводит рейку насос-форсунку 2, с которой он ширнрипо соединен, в положение максимальных подач. Дизель-компрессор запускается, после чего кнопка «Пуск» выключается и обеспечиваются РВ и ВП3.

Остановка дизель-компрессора осуществляется выключением кнопки «Топливный насос». При этом обесточивается РП и останавливается топливный насос, прекращается работа лубрикатора, так как раскрывается блокировка РП в цели питания его электродвигателя. Мостик «Стоп» подает питание на электропневматические вентили ВП1, ВП5, ВП6.

ВП1 подает воздух в остановочное устройство 3, поршень этого устройства переводит рейку насос-форсунки на положение нулевой подачи, дизель-компрессор останавливается. ВП5 подает воздух в левую полость продувочного насоса (штуцер 7), а вентиль ПВ6, открыв атмосферный клапан, сбрасывает давление в полости I за ЦНД до уровня атмосферного давления. Это приводит к перемещению поршней дизель-компрессора в наружные мертвые точки (НМТ). Так как при срабатывании вентиля ВП6 полностью устраняется воздушная подушка-буфер, поршни под давлением воздуха, поданого в полость продувочного насоса, разбрасываются в НМТ до упора в цилиндрические крышки, чего не бывает при работе дизель-компрессора. Это положение поршней используется для включения блокировки состояния разводки (БСР) 14. БСР установлена у привода насос-форсунки и включается специальным рычагом только при упоре поршней в крышки цилиндров. При работе дизель-компрессора включающий рычаг не доходит до блокировки и она бездействует в выключенном состоянии. Выключение БСР производится пружиной.

Включением БСР подается питание на лампу «Поршни разведены» и электропневматический вентиль ВП4.

Вентиль ПВ4 подает воздух в поршневое устройство выемки фиксатора зашелки. Фиксатор извлекается из паза в рычаге зашелки, рычаг освобождается и система рычагов зашелки вместе с зашелкой устанавливается в положение «Поршни поставлены на

защелку». В это положение система рычагов перемещается поршнем пневматического привода 5, опускающегося в цилиндре под усилием сжатой возвращающейся пружины. Возвращающаяся пружина была сжата ранее при срыве защелки приводом 5. Дизель-компрессор приготовлен к запуску.

Вентили ВП1, ВП3, ВП4, ВП5 получают воздух из напорной магистрали, поэтому все устройства, управляемые ими, работают вплоть до момента полной разрядки воздухопборника 10.

Так как запуск дизель-компрессора должен производиться и после длительных стоянок, т. е. тогда, когда в воздухопборнике давление отсутствует вследствие утечек или разбора воздуха, в пневматическую систему управления включен баллон высокого давления 12 с запасом воздуха для пуска.

Баллон 12 пополняется воздухом до давления 150 *ати* от компрессора АК-150, приводимого в работу электродвигателем. АК-150 управляется реле давления воздуха РДВ 2, которое останавливает компрессор при достижении давления в баллоне уровня 150 *ати* и включает его в работу при снижении давления до уровня 145 *ати*.

Воздух из баллона 12 через понижающий редуктор 11 с давлением 5 *ати* поступает к переключательному клапану 13.

В стендовой схеме принят переключательный клапан автотормозных локомотивных систем Ярославского тормозного завода. Переключательный клапан дает возможность подавать в питающий трубопровод клапана ВП2 (клапана пуска) воздух или из баллона 12 или из воздухопборника 10. Подключение емкостей баллона 12 или воздухопборника 10 на трубопровод клапана ВП2 производится автоматически. Если давление в баллоне 12 больше давления воздуха на выходе из редуктора 11, клапан 13 подсоединяет ее на магистраль клапана ВП2, при этом воздухопборник 10 отсоединен полностью от магистрали. Наоборот, если давление в баллоне 12 меньше давления воздуха на выходе из редуктора 11, клапан 13 отсекает ее от магистрали клапана ВП2 и подсоединяет к ней воздухопборник 10.

Типы аппаратов, примененных в электрической схеме автоматики стенда, широко распространены в практике тепловозостроения: РВ — реле времени типа РВП-1М; ВП1, ВП2, ВП3, ВП4, ВП5 — электропневматические вентили типа ВВЗ; РДВ1 — реле масляного давления типа РДМ-20; РДВ2 — реле индивидуального исполнения манометрического типа; БСР — микропереключатель типа МП1; пневматический привод срыва защелки — цилиндр пневматического включения муфты вентилятора тепловоза ТЭЗ; остановочное устройство и устройство для выемки фиксатора защелки — индивидуального исполнения; ВП6 — конструктивное объединение клапанной головки клапана максимального давления Ярославского тормозного завода и блокировочного магнита типа БМ-1А.

Описанная в настоящей работе схема управления пуском и остановкой свободнопоршневого дизель-компрессора ЗДК собрана и всесторонне испытана на стенде тепловозной лаборатории ХИИТа.

Испытания показали высокую работоспособность схемы и устойчивые зависимости между отдельными ее звеньями. Остановка СПДК, работающего с противодавлением за II ступенью компрессора, при включении кнопки «Топливный насос» происходит практически мгновенно.

При наличии воздуха в воздухохоборнике 10 или в баллоне 12 разводка поршней и постановка их на защелку осуществляются в течение 15—25 сек. Такой большой диапазон времени разводки поршней определяется различными давлениями воздуха, подаваемого в полость продувочного насоса СПДК для разводки. Минимальное давление воздуха, обеспечивающее разводку поршней, равно 1 кг/см^2 .

После остановки СПДК даже при большом давлении воздуха (до 9 кг/см^2), подаваемого на разводку поршней, последние перемещаются к наружным мертвым точкам с незначительными скоростями вследствие наличия в рабочих полостях компрессора воздуха с повышенным давлением. Последнее обеспечивает подход поршней к цилиндрическим крышкам и выборку мертвого пространства без удара.

МОСКОВСКОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им Н. Э. БАУМАНА

Н. Т. Романенко, канд. техн. наук,
С. Н. Прудников, В. Н. Соллогуб, инженеры

ИССЛЕДОВАНИЕ ДРОССЕЛЬНЫХ ЗАСЛОНОК СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ И ВАКУУМНЫХ УСТАНОВОК

При регулировании производительности и давления в компрессорных и вакуумных установках широко применяются регулирующие дроссельные заслонки, они надежны в работе, просты в изготовлении, имеют небольшие габаритные размеры. Однако при повышенных перепадах давления и значительных проходных сечениях на валу заслонки возникают большие крутящие моменты, вызывающие рост мощности привода и увеличение напряжений в материале вала. Это затрудняет применение дроссельных заслонок. Так, например, в вакуумной установке ВУ-500/0,5-МВТУ для поворота заслонки на 90° требуется привод с усилием 2000 кг при ходе 200 мм.

В связи с этим потребовалось создание регулирующей дроссельной заслонки с уменьшенным крутящим моментом.

Рассмотрим возникновение крутящего момента на валу заслонки. При повороте плоской дроссельной заслонки за счет несимметричности динамических сил, действующих на нее со стороны протекающей среды, возникает момент, стремящийся повернуть заслонку в сторону закрытия. Величина этого момента определяется следующими выражениями:

для круглых заслонок

$$M = aD^3 \Delta p; \quad (1)$$

для прямоугольных

$$M = \frac{3}{2} abH^2 \Delta p, \text{ кгм}, \quad (2)$$

где a — моментный коэффициент; D — диаметр заслонки (трубопровода), м; b — ширина заслонки, м; H — высота заслонки, м; Δp — перепад давления на заслонке, кг/м².

Максимальный моментный коэффициент $a = 6,54 \cdot 10^{-2}$ возникает при угле поворота $\varphi^\circ \cong 73^\circ$ от положения полного закрытия.

При обтекании плоской дроссельной заслонки в верхней части перед ней поток делает более крутой поворот, чем в нижней. В то же время силовое воздействие потока увеличивается с ростом этого угла по закону

$$Q = mv(1 - \cos \alpha), \quad (3)$$

где m — массовый расход в струйке; v — скорость газа в струйке; α — угол поворота потока. Следовательно, необходимо изменить профиль таким образом, чтобы поворот в верхней части уменьшился, а в нижней увеличился. Подобная картина обтекания может быть получена при установке профиля с выпуклой навстречу потоку верхней частью и вогнутой нижней (рис. 1, а).

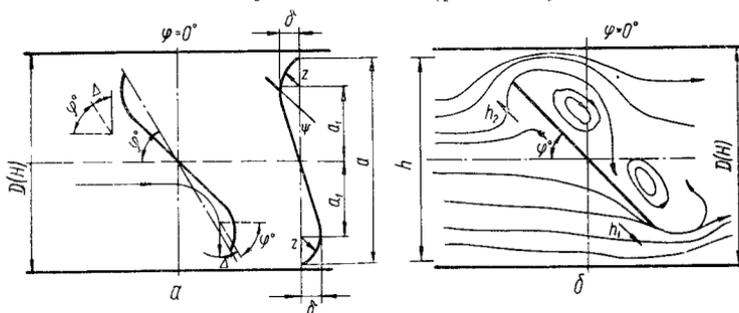


Рис. 1. Профили исследованных дроссельных заслонок.

При выборе расчетной схемы считаем обтекание отрывным, так как диапазон работы регулирующих дроссельных заслонок лежит в интервале углов поворота $0^\circ < \varphi^\circ < 60^\circ$ ($\varphi^\circ = 0^\circ$ — положение полного закрытия). Жидкость можно считать несжимаемой, так как скорости потоков, скользящих вдоль активной части пластины, невелики ($M = \frac{v}{a} < 0,3$). При этом предполагаем равномерное рас-

пределение давления за заслонкой, что экспериментально подтверждено исследованиями, проведенными Б. И. Яньшиным [1].

Ниже приводится упрощенное решение задачи по определению силового воздействия на дроссель. Основные допущения при расчете: пластина прямоугольная — поток двухмерный; пластина

плоская — без учета толщины; скорости схода потока с верхней и нижней части пластины одинаковы.

В соответствии с работой [1] крутящий момент на валу плоской заслонки может быть определен из уравнения

$$M = b\rho v^2 \frac{h_1^2}{2} - b\rho v^2 \frac{h_2^2}{2}, \quad (4)$$

где ρ — плотность протекаемой среды; b — ширина заслонки; v — средняя скорость потока в трубе.

Средняя скорость потока в трубе в зависимости от напора H и угла поворота заслонки φ может быть определена по выражению

$$v = (1 - \sin \varphi) \cdot \sqrt{2gH}. \quad (5)$$

Общий поток h может быть разделен на составляющие потоки h_1 и h_2 , которые проходят через нижнюю и верхнюю половины дросселя (см. рис. 1, б):

$$h = h_1 + h_2; \quad h_1 = \frac{1}{2} h (1 + \cos \varphi); \quad h_2 = \frac{1}{2} h (1 - \cos \varphi). \quad (6)$$

Выведем аналитические выражения, позволяющие выбирать форму заслонки в зависимости от требуемой характеристики регулирующего органа.

Профилированная заслонка перераспределяет потери h_1 и h_2 . Учитывая, что для профилированной заслонки потоки направлены под углом $\varphi_1 = \varphi + \Delta$ к оси трубы (см. рис. 1, а), запишем выражение (6) в следующем виде:

$$h_1 = \frac{1}{2} h (1 + \cos \varphi_1); \quad h_2 = \frac{1}{2} h (1 - \cos \varphi_1), \quad (7)$$

где φ_1 — угол, образованный направлением схода потока и осью трубы.

Подставив выражения (5) и (7) в уравнение (4) и учитывая, что $h = a \sin \varphi$, получим зависимость для гидродинамического момента профильной заслонки

$$M = aH\gamma F \sin^2 \varphi \cos \varphi_1 (1 - \sin^2 \varphi)^2, \quad (8)$$

где $F = ab$ — площадь заслонки.

В положении полного закрытия ($\varphi = 90^\circ$) на каждую половину заслонки действует момент M_0

$$M_0 = H \gamma \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{4} = H \gamma F \frac{a}{8}. \quad (9)$$

Отношение моментов при постоянном перепаде давлений составит

$$m = \frac{M}{M_0} = 8 \sin^2 \varphi (1 - \sin^2 \varphi)^2 \cos \varphi_1. \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что при угле поворота заслонки $\varphi = 90^\circ - \Delta$ коэффициент m имеет нулевое значение. Таким образом

появляется возможность профилировать заслонки, значительно разгруженные по моменту в рабочем диапазоне угла поворота φ .

Значение Δ выбирается исходя из того, что рабочий диапазон регулирующих заслонок лежит в пределах угла $\varphi = 30^\circ \div 60^\circ$. Связь угла Δ с прогибом δ выражается следующей зависимостью:

$$\delta = \frac{a}{k} \operatorname{tg} \frac{\Delta}{2}, \quad (11)$$

где $k=4,45$ (получено экспериментально).

Во многих пневматических и гидравлических системах необходимо поддерживать постоянство расхода при помощи регулирующих дроссельных заслонок. Выведем основные зависимости для данного случая.

Величина среднего расхода в трубе определяется выражением

$$Q = ab(1 - \sin \varphi) \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}, \quad (12)$$

где γ — удельный вес протекающей среды.

Отсюда перепад давления на заслонке

$$\Delta p = \frac{Q^2 \gamma}{2 a^2 b^2 g (1 - \sin \varphi)^2}. \quad (13)$$

Подставив $\Delta p = H \gamma$ в уравнение (8), получим

$$\bar{M} = \frac{Q^2 \gamma}{2 gb} \cdot \sin^2 \varphi \cos \varphi_1, \quad (14)$$

где \bar{M} — момент на заслонке при постоянном расходе в трубе.

Отношение моментов при постоянном расходе в трубе составит

$$\bar{m} = \frac{\bar{M}}{M_{\max}} = \sin^2 \varphi \cos \varphi_1. \quad (15)$$

Рассмотренные аналитические зависимости позволяют произвести сравнительную оценку величин гидродинамических крутящих моментов дроссельных заслонок различного профиля без втулки или со смещенной несущей втулкой.

Крутящий момент на валу регистрирующих дроссельных заслонок в трубопроводах прямоугольной и круглой формы был исследован экспериментально [2].

В прямоугольном трубопроводе воздух от центробежного вентилятора ($V=435 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n=2770 \text{ об/мин}$) направлялся по квадратной трубе со стороной $b=100 \text{ мм}$. Труба была изготовлена из плексигласа. Заслонки имели квадратную форму и были выполнены из тонкой листовой меди.

Крутящий момент определялся по величине окружного усилия P на диске радиусом R , насаженном на вал заслонки,

$$M = PR. \quad (16)$$

Заслонки продувались при различных углах в диапазоне от $\varphi^{\circ}=0^{\circ}$ до $\varphi^{\circ}=60^{\circ}$, так как регулирующие дроссельные заслонки работают именно в этом диапазоне.

Перепад давления на прямоугольной заслонке Δp определялся по показанию спиртового микроманометра. Продувка профилей производилась при постоянных оборотах вентилятора. Момент тре-

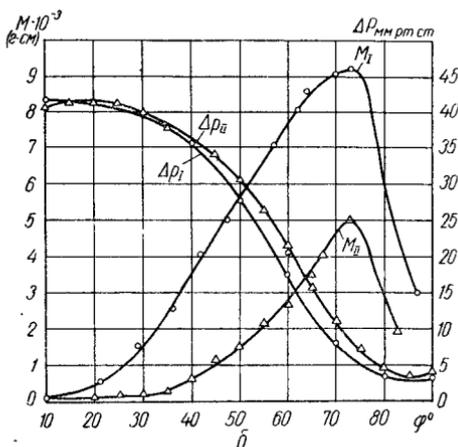
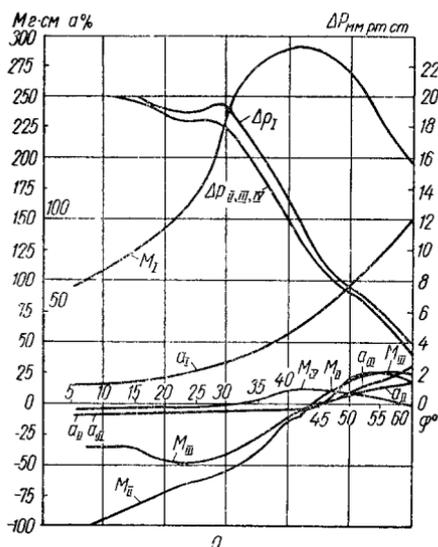


Рис. 2. Характеристики дроссельных заслонок:
а — прямоугольный трубопровод; б — трубопровод круглой формы.

ния в опорах не превышал 2 г/см . Исследованные профили: I — плоская заслонка; II — выпукло-вогнутая заслонка, прогиб $\delta = \frac{H}{14}$,

$a_1 = \frac{H}{4}$; III — выпукло-вогнутая, прогиб $\delta = \frac{13}{168} \cdot H$, $a_1 = \frac{H}{3}$. По результатам замеров построены следующие зависимости (рис. 2, а):

$$M = f(\varphi); \Delta p = f(\varphi); a = f(\varphi).$$

Кривые зависимости моментного коэффициента a от угла φ получены путем деления величины моментов на соответствующие перепады

$$a = \frac{M}{\frac{3}{2} \cdot bH^2\Delta p} \quad (17)$$

при условии, что a_1 при $\varphi=60^{\circ}$ принято за 100%. Сопротивление всех испытанных профилей заслонок на участке $0^{\circ} < \varphi < 60^{\circ}$ практически одинаково.

Исследования показали возможность уменьшения противодействующего крутящего момента более чем в три раза по сравнению с моментом плоской дроссельной заслонки. В целях дальнейшего

уменьшения величин крутящих моментов на валу заслонки, возникающих за счет несимметричности динамических сил, действующих со стороны протекающей среды, были проведены эксперименты с заслонками, имеющими ребро на выпуклой части, обращенное навстречу потоку.

Ребро на выпуклой стороне заслонки (см. рис. 1, а) располагалось под углом к потоку таким образом, чтобы путем перераспределения расходов через верхнюю и нижнюю часть трубопровода уменьшить величину крутящего момента. Место расположения было уточнено экспериментально.

Исследованная выпукло-вогнутая заслонка имела квадратную форму со стороной квадрата $H=100$ мм, $\delta = \frac{H}{12}$, $a_1 = \frac{H}{3}$, $h = \frac{H}{24}$, $\Psi = 60^\circ$.

График изменения $\Delta p = f(\varphi)$ (см. рис. 2, а) показывает, что сопротивление выпукло-вогнутой заслонки с ребром IV такое же, как и плоской дроссельной заслонки I (в пределах точности замеров), а крутящий момент на валу испытанной заслонки уменьшен в 18—20 раз по сравнению с моментом плоской дроссельной заслонки I.

В трубопроводе круглой формы поток воздуха от высоконапорного вентилятора поступал в успокоительную камеру с сеткой, а оттуда — в трубу диаметром 148 мм, в которой устанавливались дроссельные заслонки. Расход воздуха определялся при помощи тарированного коллектора, поставленного на выходе из успокоительной камеры при помощи уравнения, имеющего вид:

$$Q_k = \alpha_k F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{H_k}, \quad (18)$$

где α_k — коэффициент расхода коллектора; F — площадь цилиндрической части коллектора; ρ — массовая плотность воздуха; H_k — разность статических давлений до и после коллектора.

Исследованные заслонки выполнены из силумина. Перепад давления на заслонке $\Delta p = p_1 - p_2$ определялся по показанию спиртового микроманометра. Максимальная скорость воздуха в трубопроводе составляла 45 м/сек, $Re \cong 300\,000$.

Основные характеристики плоской I и выпукло-вогнутой II заслонок показаны на рис. 2, б. Форма профиля выпукло-вогнутой заслонки выбрана по результатам модельных испытаний в прямоугольном трубопроводе. Для построения профиля выпукло-вогнутой заслонки с ребром использовались следующие геометрические соотношения: $a_1 = \frac{1}{3}a$, $\delta = \frac{1}{6}a$, $h = 0,105a$, $\Psi = 60^\circ$, где a — координата центра радиуса; δ — прогиб профиля; h — высота ребра; Ψ — угол наклона ребра.

Необходимо отметить, что указанные геометрические соотношения наблюдались для всех вертикальных сечений диска.

График зависимости $\Delta p = f(\varphi)$ показывает, что сопротивление выпукло-вогнутой заслонки на одних и тех же углах отличается примерно на 15% от сопротивления плоской дроссельной заслонки. Как следует из зависимости $M = f(\varphi)$, крутящий момент на валу выпукло-вогнутой заслонки с ребром уменьшен примерно в 3 раза по сравнению с моментом плоской дроссельной заслонки (в диапазоне работы заслонки $0^\circ < \varphi < 60^\circ$). Исследованные профили заслонок были выполнены с постоянным размером диаметра втулки.

Исследования показали возможность существенного уменьшения противодействующего крутящего момента на валу регулирующей дроссельной заслонки. Применение регулирующих дроссельных заслонок с уменьшенным крутящим моментом позволяет использовать их на более высокие перепады давлений, уменьшить габаритные размеры мембранных и поршневых исполнительных механизмов, снизить вес регулирующих устройств и повысить точность регулирования компрессорных и вакуумных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яньшин Б. И. Исследование работы дроссельных затворов, М, Машгиз, 1962.

2. Романенко Н. Т., Прудников С. Н. Исследование крутящего момента на валу регулирующих дроссельных заслонок прямоугольной формы. Известия вузов. «Машиностроение», 1968, № 1.

ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им С. М. КИРОВА

Б. М. Титов, канд техн. наук

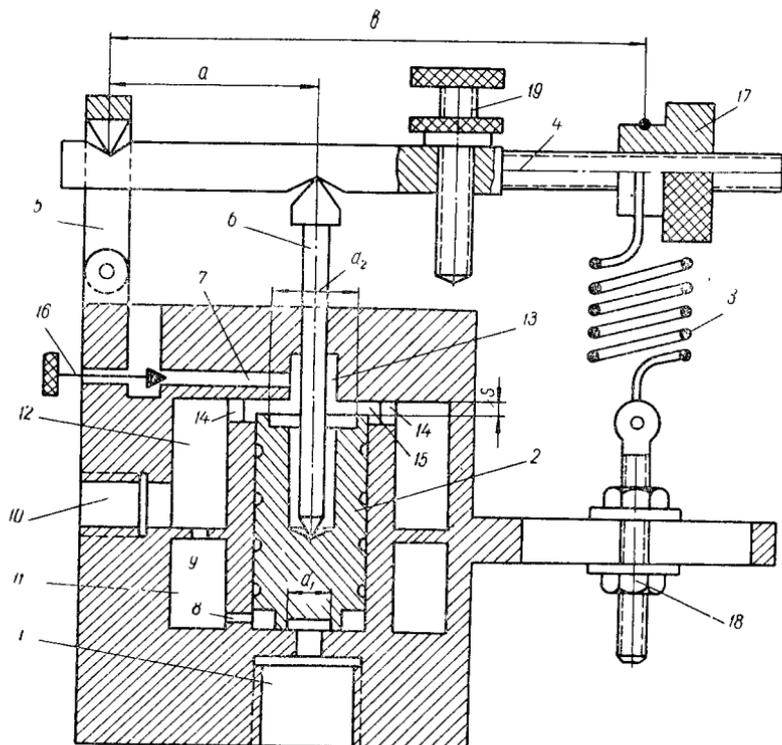
АВТОМАТИЧЕСКИЙ ДВУХПОЗИЦИОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ

Автоматический двухпозиционный регулятор давления (рисунок) работает следующим образом. Сжатый воздух (или другая упругая среда) из воздухохранилища по каналу 1 поступает к перекидному клапану 2; когда давление в воздухохранилище достигнет величины $p_{\text{ник}}$, перекидной клапан 2, преодолевая усилие пружины 3, передаваемое через систему рычагов 4, 5 и шток 6, переместится вверх, закроет канал 7 и через каналы 8, 9 и 10 создаст доступ воздуха к сервоприводу устройства для регулирования производительности компрессора. Дросселирование воздушной струи каналом 8 при заполнении камеры 11 и каналом 9 при заполнении камеры 12 временно создает разницу давлений, действующих на кольцевую площадь нижней части перекидного клапана 2, и тем самым способствует перемещению его в верхнее положение.

Достигнув верхнего седла, клапан 2, вопреки возросшей силе пружины 3, задержится, так как диаметр уплотняющей кромки

верхнего седла клапана d_2 больше нижнего d_1 . Сжатый воздух по каналу 10 поступит к сервоприводу регулирующего устройства (или усилителю регулятора) и производительность компрессора уменьшится.

При уменьшении давления в воздухохранильнике до заданной величины p_{\min} перекидной клапан 2 под действием пружины 3 переместится вниз, перекроет канал 1 и откроет канал 7. Перемещение перекидного клапана вниз сопровождается повышением давления



Автоматический двухпозиционный регулятор давления.

над клапаном вследствие поступления воздуха в камеру 13 по каналам 14 и кольцевому пазу 15 из камеры 12 и сервопривода. Для поддержания давления в камере 13 на нужной величине сечение сбросного канала 7 регулируется дроссельным винтом 16. Этот винт должен перекрывать канал 7 таким образом, чтобы его проходное сечение было несколько меньше сечения канала 8. В противном случае в момент отрыва клапана 2 от верхнего седла над ним может не возникнуть необходимого давления, и клапан зависнет в промежуточном положении или будет возвращен к верхнему седлу, вблизи которого начнет вибрировать.

Настройка регулятора на заданное давление производится натяжением пружины 3 и перестановкой ее вдоль рычага 4 с помощью гайки 17 и натяжного устройства 18.

Включение регулятора вручную с целью перевода компрессора на холостую работу при давлении в воздухохранильнике ниже заданной величины p_{\max} производится распорным винтом 19.

Степень нечувствительности регулятора $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$ устанавливается при проектировании за счет разницы в диаметрах уплотняющих кромок нижнего и верхнего седел, изменения хода перекидного клапана 2 и жесткости пружины 3.

В процессе эксплуатации степень нечувствительности можно регулировать за счет изменения величины хода пружины 3 путем перестановки ее вдоль рычага 4 с одновременным натяжением на заданное давление p_{\max} . Кроме того, степень нечувствительности регулируется за счет изменения хода клапана 2 путем установки дистанционной шайбы необходимой толщины. Эта шайба на принципиальной схеме (см. рисунок) не показана.

Описанный двухпозиционный регулятор давления вследствие малого проходного сечения каналов 8 и 9 рекомендуется включать в регулировочную систему компрессора через усилитель, конструкция которого может быть различной. Два из возможных вариантов усилителя приведены в работе [1].

Если система сервопривода регулирующего устройства не имеет утечек воздуха (газа), то регулятор может использоваться без усилителя. Методика расчета регулятора и усилителя с подпружиненным клапаном приведена в работе [2].

Испытание опытного образца предлагаемого регулятора в компрессорной станции Томского электромеханического завода на компрессоре типа В20/8 показало, что он легко настраивается на рабочее давление и поддерживает его с любым заданным отклонением, начиная от минимальной величины $\pm 0,05$ ат.

Отличительными особенностями данного регулятора являются: устранение противодействующей силы, возникающей при переходе клапана из верхнего положения в нижнее, за счет ликвидации буртиков и перенесения дроссельных каналов из тела клапана в корпус регулятора;

увеличение времени, в течение которого поддерживается разница давления, действующего на верхнюю или нижнюю часть перекидного клапана. Это достигалось за счет введения специальной камеры и создания на пути воздуха, устремляющегося к большему сечению клапана, динамического сопротивления путем разделения камеры до ответвления к сервоприводу перегородкой с дроссельным отверстием;

увеличение хода клапана до желаемой величины за счет введения третьего шарнира в систему рычагов, передающих усилие от регулируемой пружины на перекидной клапан.

Внедрение безотказно работающей системы регулирования производительности компрессоров — один из эффективных путей по-

вышения надежности, экономичности и автоматизации работы пневматических установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Титов Б. М.* Реконструкция автоматической системы регулирования производительности компрессоров типа 2ВГ и 55В. Известия вузов. «Горный журнал», 1964, № 1.

2. *Титов Б. М.* Некоторые конструктивные дефекты поршневых компрессоров и способы их устранения ЦИНТИХимнефтемаш. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины», вып. 1, серия ХМ-5, 1968.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Введение	3
ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ	
<i>Беленький А. А.</i> Технический уровень и перспективы компрессоростроения на заводе «Борец»	5
<i>Смирнов Ю. И.</i> Границы применения консольных электродвигателей для оппозитивных поршневых компрессоров	9
<i>Страхович К. И., Разумов В. А.</i> О составлении уравнений состояния и других термодинамических характеристик для смесей реальных газов	18
<i>Козобков А. А.</i> Решение задач, связанных с пульсирующим потоком газа, на электрических моделях	21
<i>Козобков А. А., Писаревский В. М.</i> Некоторые особенности применения импедансного метода для расчета характеристик пульсирующего потока газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров	24
<i>Мокшин В. А., Шорин В. П.</i> Выбор схемы гасителей пульсаций давления в трубопроводах поршневых компрессоров	31
<i>Пластинин П. И., Григоров В. П., Дегтярева Т. С., Едемский Д. С., Плуталова Е. В.</i> Течение воздуха в перепускных каналах поршневых вакуум-насосов	35
<i>Борохович А. И., Яковлев А. Ф., Колбасов М. Г.</i> Экспериментальный метод исследования и оценки надежности прямоточных клапанов с поворотными пластинами	41
<i>Сафин А. Х.</i> Пределы плавного снижения производительности поршневых компрессоров при динамическом отжиме всасывающих клапанов и динамика отжимного устройства и клапана	45
<i>Спектор Б. А.</i> Повышение надежности прямоточных клапанов поршневых компрессоров	51
<i>Лубенец В. Д., Дегтярева Т. С.</i> О возможности применения вакуум-насоса 2ВНП-3-МВТУ в кабельной промышленности	54
<i>Золотаревский В. С., Рахмилевич З. З.</i> Некоторые результаты исследования поршневых агрегатов в условиях эксплуатации на объектах газовой промышленности	58
<i>Коташевский П. А.</i> Определение надежности компрессорных машин общего назначения	63
<i>Маторин С. В., Мельников Н. И.</i> Экспериментальное исследование мощного газового шестиступенчатого оппозитного поршневого компрессора фирмы «Борзиг»	67
<i>Нефедов В. А., Колчков В. И.</i> К вопросу измерения температуры поршневого кольца	75
<i>Таланкер Ю. Е.</i> Конструктивные особенности углекислотно-аммиачного компрессора с графитовыми поршневыми кольцами	77

<i>Исаков В. П., Дмитриевский В. А.</i> Исследование газодинамических характеристик многоканального дискового клапана	82
<i>Сердаков М. А.</i> Потери энергии при регулировании производительности поршневого компрессора присоединением дополнительных полостей	87
<i>Гридин В. Б., Миркин А. З.</i> К вопросу создания свободнопоршневых (безвальных) детандер-компрессоров	93
<i>Милованов В. И.</i> Исследования функциональной взаимозаменяемости герметичных поршневых компрессоров	99
<i>Гончар Б. М., Соложенцев Е. Д.</i> Моделирование рабочего процесса поршневых машин на ЭВМ	105
<i>Соложенцев Е. Д., Рубинштейн Г. Г.</i> Обработка индикаторной диаграммы компрессора на ЭВМ	111
<i>Иванов Б. А., Мельников Е. А., Никонов А. П.</i> О безопасном применении материалов для поршневых несмазываемых уплотнений	115
<i>Котлов Г. М.</i> Очистка сжатых газов от примесей влаги и масла	118
<i>Иванов Б. А., Щепотьев Н. А., Мельников Е. А.</i> Опасность загрязнения деталей и коммуникаций компрессоров минеральными маслами	122

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

<i>Дитман А. О., Селезнев К. П., Шкарбуль С. Н.</i> Применение метода электромагнитного моделирования при исследовании потоков в элементах проточной части центробежных компрессоров	128
<i>Тарабрин А. П.</i> Методы расчета аэродинамики потока в проточной части осевых компрессоров	139
<i>Тунаков А. П., Ибрагимов С. Г.</i> Балансирование результатов испытаний осевых компрессоров	147
<i>Митрофанов А. А.</i> Исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики диффузорной решетки	154
<i>Гольдберг Ф. И., Кудрявцева Т. И., Давыдов Е. К.</i> Влияние изменения профилей, вызванного загрязнением, на характеристики изолированной ступени осевого компрессора	159
<i>Рекстин Ф. С., Бритвар Б. Я., Морозов А. А.</i> Исследование работы одноступенчатого центробежного нагнетателя в области неавтономной по числу Рейнольдса	166
<i>Хмара В. Н.</i> Потери в центробежных компрессорных машинах при работе в области малых чисел Рейнольдса	173
<i>Примак А. Н., Шкарбуль С. Н.</i> Экспериментальное исследование пограничного слоя в рабочем колесе центробежного компрессора	176
<i>Коршин И. М.</i> К расчету отрыва пограничного слоя на лопатке колеса турбомашин произвольной формы	184
<i>Коршин Н. М.</i> Некоторые результаты расчета несжимаемого потока в плоском межлопаточном канале и в меридиональном сечении рабочего колеса с произвольной формой лопаток	189
<i>Столярский М. Т.</i> К определению оптимальных режимов колес центробежных компрессоров	194
<i>Кочетков Л. В.</i> Влияние условий на входе на характеристики колеса центробежного компрессора	200
<i>Галеркин Ю. Б., Нурдин А. С., Селезнев К. П.</i> Влияние формы профиля безлопаточного диффузора на эффектив-	

ность работы центробежной компрессорной ступени . . .	203
<i>Поляков В. Я.</i> Влияние параметров пограничного слоя на расчетный профиль безотрывного безлопаточного диффузора	214
<i>Никитин А. А., Примак А. Н.</i> Исследование входных патрубков с криволинейной осью	219
<i>Евгеньев С. С., Цукерман С. В.</i> Экспериментальное исследование влияния геометрии выходного устройства на эффективность работы центробежных компрессорных ступеней	225
<i>Шерстюк А. Н., Космин В. М.</i> Определение потерь в спиральной камере центробежного компрессора	229
<i>Измайлов Р. А., Евланников В. Л., Симонов А. М.</i> Нестационарные явления в проточной части центробежного нагнетателя для магистральных газопроводов	235
<i>Анисимов С. А.</i> Поэлементный метод расчета многоступенчатых центробежных компрессоров	242
<i>Галеркин Ю. Б., Чернявский Л. К.</i> Исследование специфических элементов проточной части центробежной ступени с встроеным охладителем	247
<i>Никонов А. П.</i> О материалах лабиринтных уплотнений кислородных центробежных компрессоров	253
<i>Степанов А. М.</i> Об оценке жесткости опорных конструкций и фундаментов натуральных турбоагрегатов	258

РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

<i>Сакун И. А., Рахманов П. Ф., Харазов Э. Г.</i> Исследование сил и крутящих моментов, действующих на роторы винтового компрессора	263
<i>Караганов Л. Т.</i> Расчет мощности гидродинамических потерь и к. п. д. жидкостнокольцевых компрессорных машин	270
<i>Тарасов А. М.</i> Метод расчета технико-экономических параметров роторных компрессоров	274
<i>Шнайд И. М., Гликсон А. Л.</i> Выбор рациональной конструкции электродинамического колебательного компрессора	280
<i>Автономова И. В.</i> Об определении коэффициента подачи вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом	286
<i>Пластинин П. И., Моисеенко Л. А., Шнитман В. З.</i> К вопросу теоретического исследования компрессора с вращающимся поршнем	292

АВТОМАТИЗАЦИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ

<i>Финагин А. Н., Капралов Г. Ф., Фрейдлих Л. С.</i> О верхнем пределе регулирования производительности поршневых компрессоров изменением числа оборотов	299
<i>Романенко Т. Н., Никитин Ю. Ф.</i> Исследование мембранных клапанов для автоматизации компрессоров высокого давления	302
<i>Кушнырь Е. В., Еремеев Б. А., Поляков В. Н.</i> Автоматическое управление процессами пуска и остановки свободнопоршневого дизель-компрессора	305
<i>Романенко Н. Т., Прудников С. Н., Соллогуб В. Н.</i> Исследование дроссельных заслонок систем автоматического регулирования компрессорных и вакуумных установок	311
<i>Титов Б. М.</i> Автоматический двухпозиционный регулятор давления	317

*Всесоюзный научно-исследовательский технологический институт
химического, насосно-компрессорного и арматурного
машиностроения*

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Редакторы *М. А. Отрешко, Е. И. Бекова*

Художественный редактор *Н. С. Величко*

Технический редактор *К. Е. Ставрова*

Корректоры *Л. К. Иванова, Л. М. Виленская*

БФ 02271 Сдано в набор 26 V. 1970 г. Подписано к печати 12 XI
1970 г. Бумага типографская № 2, 60×90¹/₁₆=10,125 бумажных,
20,25 физ. и усл. печатных, 21,8 уч. изд. л. Тираж 1500. Цена
1 руб. 19 коп. Зак. 246.

Издательство «Будівельник», Киев, Владимирская, 24

Киевская книжная типография № 6, Киев, Выборгская, 84.