

Г.А. Бондаренко, к. т. н., проф., В.Н. Бага, бакалавр (Сумский государственный университет, Украина)

## Моделирование течения в боковых зазорах между рабочими колесами и статором турбомашин

Приведены результаты численного исследования радиального распределения давления на вращающихся дисках при наличии радиальных перетеканий с помощью математической модели течения в среде Flow Vision. Исследования проведены для схем «диск в кожухе» и «рабочее колесо в центробежной компрессорной ступени». Проведено сравнение с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** вращающийся диск, радиальное течение, распределение давления.

Наведені результати чисельного дослідження радіального розподілу тиску на дисках, що обертаються, при наявності радіального перетікання за допомогою математичної моделі течії в середовищі Flow Vision. Дослідження виконані для схем «диск в кожусі» і «робоче колесо в ступені відцентрового компресора». Наведені зрівняння з експериментальними даними.

**Ключові слова:** диск що обертається, радіальна течія, розподіл тиску.

Results of numerical research of radial distribution of pressure on rotating disks in the presence of radial overflowing by means of mathematical model of a current in the environment of Flow Vision are given. Researches were conducted for schemes a «disk in a casing» and, «the driving wheel in a centrifugal compressor step». Comparison with experimental data is done.

**Keywords:** a rotating disk, a radial current, pressure distribution.

При проектировании турбомашин (паровых и газовых турбин, осевых и радиальных компрессоров, детандеров) трудно достигнуть требуемую точность определения осевых нагрузок, действующих на ротор. При создании новых машин часто приходится выполнять доводку конструкции по этому параметру, что удлинняет и удорожает цикл создания и освоения новой техники. Имеют место отказы и аварии при эксплуатации на нерасчетных режимах, при технологических несовершенствах, изменениях свойств рабочей среды и др.

Проблема обеспечения точности расчета осевых сил обусловлена неточностью расчетных методик, неадекватно учитывающих сложную конфигурацию и механизм течения в проточной части вокруг рабочих колес.

В данной работе предлагается уточненный расчет давлений, действующих на внешние поверхности дисков рабочих колес, вращающихся в среде реальных газов, на основе применения математического моде-

лирования течения реальных газов с учетом многообразия геометрических и режимных параметров.

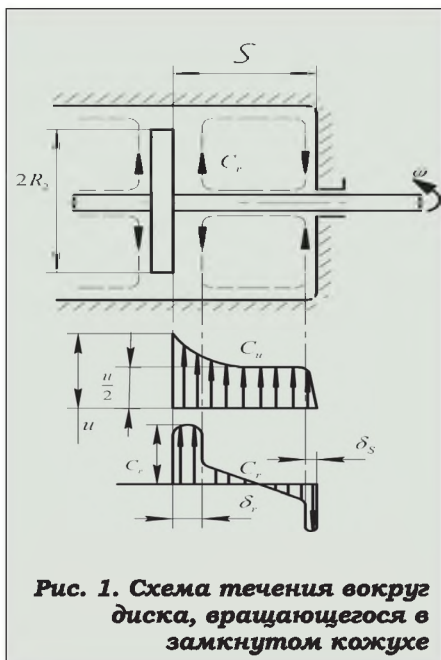
### Состояние вопроса, постановка задачи

Известно много работ, посвященных расчету и исследованию гидродинамики течения в зазорах между вращающимся диском и корпусом. Основной задачей является определение радиального распределения давления по полотну вращающегося диска. Для решения этой задачи было предложено ряд гипотез. Первоначально давление, приложенное к поверхности диска, принималось постоянным по радиусу, однако на практике такая модель оказалась неадекватной. Результаты опытов ряда авторов, приведенные в [1], показали, что вязкий газ в осевых зазорах между диском и корпусом закручивается вращающимся диском, и в силу этого возникает радиальный градиент давления. Была принята гипотеза потенциального вихря в осевом зазоре, для которого  $c_u \cdot r = const$ . При этом для каждого радиуса  $r$  циркуляционная скорость  $C_u$  принималась равной половине

окружной скорости диска  $c_u = \frac{u}{2}$  а градиент давления  $p$  согласно уравнению радиального равновесия равен  $\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r}$ , где  $\rho$  — плотность газа. Такая модель течения применима лишь для дисков, вращающихся в замкнутом герметичном кожухе, т. к. не учитывает влияние радиального перетекания в зазорах, характерного для реальных турбомашин. В дальнейших исследованиях [2, 3] была принята модель трехслойного течения в зазоре с учетом наличия пограничных слоев на стенке и диске и наложения радиального (расходного) течения (рис. 1).

Распределение давлений определялось решением дифференциальных уравнений движения при заданных граничных условиях, определение которых применительно к турбомашинам связано с большими трудностями (например, значение  $c_u$  на внешней границе области зависит от выходного угла лопаток рабочего колеса, коэффициентов напора, расхода и др.).

Позже теоретически было установлено [4] существование еще од-



**Рис. 1. Схема течения вокруг диска, вращающегося в замкнутом кожухе**

ного слоя – компенсирующего радиального течения в зазоре и принята гипотеза о четырехслойной модели течения в зазоре.

Все теоретические решения были получены для упрощенной схемы течения – вращающийся диск в кожухе. Для такой схемы накоплены обширные экспериментальные данные. Системные экспериментальные исследования гидродинамики вращающихся дисков проведены во ВНИИ компрессорамаше [1, 5].

Применение решений, полученных для диска, к вращающемуся рабочему колесу не дало желаемых результатов из-за существенных отличий расчетных схем, основные из которых:

- различная геометрическая конфигурация области течения;
- наличие существенных, в общем случае знакопеременных, радиальных перетеканий газа в зазорах между рабочим колесом и статором из-за негерметичности лабиринтных уплотнений;
- несимметричность течения в переднем и заднем боковых зазорах между рабочим колесом и статором;
- различные граничные условия.

Попытка уточнения теоретических решений введением эмпирических поправок [6] не всегда обеспечивает достаточно надежные результаты.

Очевидно, что создание приемлемой методики возможно только путем строгого решения задачи о течении газа в зазорах рабочего колеса с учетом всего многообразия геометрических и режимных параметров, присущих той или иной турбомашине.

В настоящее время разработаны программы, с помощью которых на мощных вычислительных машинах можно решить задачу в комплексной постановке, т.е. во взаимосвязи особенностей течения в каналах рабочего колеса, боковых и осевых зазорах рабочего канала, диффузора и других элементах проточной части турбомашин. Такой подход может обеспечить достижение достоверного результата. Известна работа [7], в которой приведены результаты численного исследования течения в зазоре при искусственном задании граничного условия  $C_u$  на выходе из колеса.

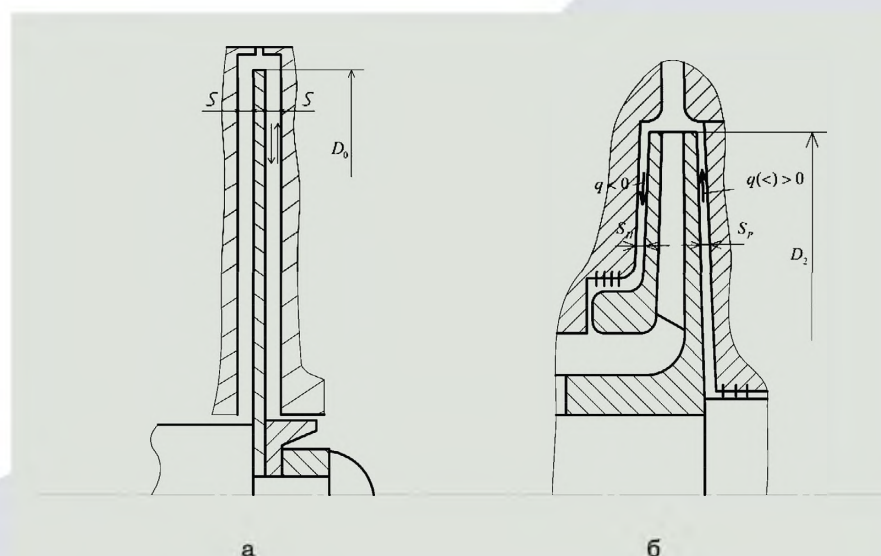
В настоящей работе выполнено решение задачи в указанной постановке с применением программного комплекса Flow Vision, позволяющего рассматривать стационарное, осесимметричное течение вязкой сжимаемой жидкости. Обтекаемые поверхности приняты аэродинамически гладкими, а турбулентность по модели  $k-\epsilon$ . При моделировании во входном сечении исследуемой области опорное давление и темпера-

тура задавались равные атмосферным. Для проверки правильности полученных решений производилось сравнение с экспериментальными данными для схем «диск в кожухе» (рис. 2.а) и «рабочее колесо в центробежной компрессорной ступени» (рис. 2.б), приведенными в работе [1]. Опыты на диске проводились при различных величинах боковых зазоров  $S$  при нагнетании или удалении воздуха в прикорневой зазор, что соответствовало течению от центра или к центру диска. В опытах на ступени также изменялись боковые зазоры со стороны покрывного диска  $Sn^S_n$  и рабочего диска  $Sp^S_p$ , а протечки в зазорах создавались под действием давления нагнетания за колесом. Опыты проводились на воздухе при атмосферном давлении на всасывании.

Цель данной работы состояла в разработке и проверке корректности модели расчета распределения давления по радиусу дисков на основе комплексного численного моделирования течения в боковых зазорах между диском или рабочим колесом и статором модели.

#### **Результаты численного исследования и их сопоставление с опытными данными**

Критерии для оценки результатов исследований принимались идентичными. Распределение давления представлено в виде графи-



**Рис. 2. Схема «диск в кожухе» (а) и «рабочее колесо в ступени центробежного компрессора» (б)**

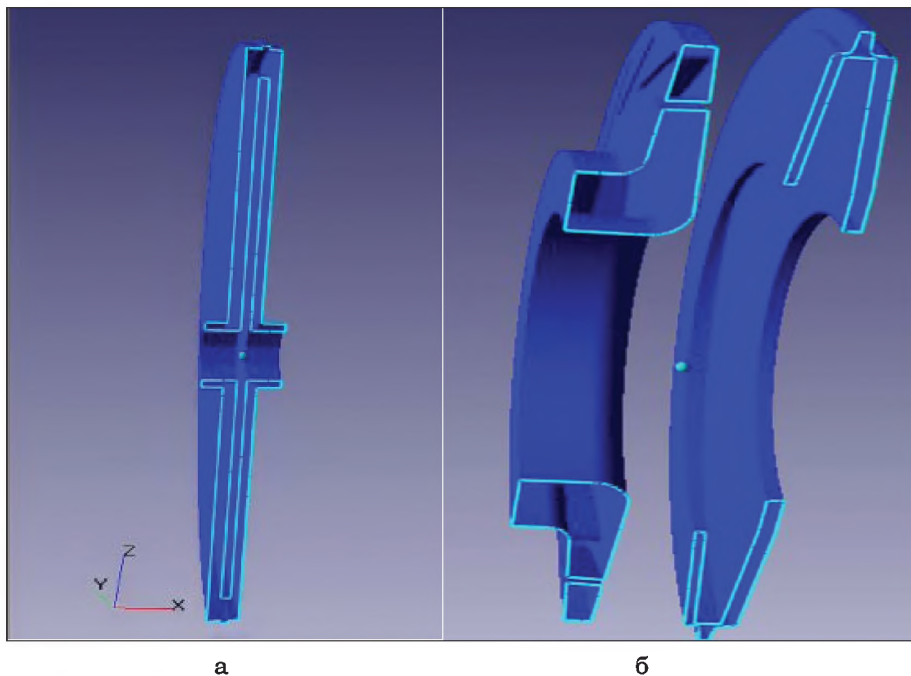


Рис. 3. Трехмерные модели диска в кожухе (а) и проточной части ступени (б)

ческих зависимостей безразмерных величин

$$\overline{\Delta p} = f(\overline{r}),$$

где  $\overline{\Delta p} = \frac{P_0 - P}{\rho u_0^2}$  – относительная величина давления;

$\overline{r} = \frac{r}{r_0}$  – относительный текущий радиус;

Индексом 0 отмечены значения на наружном радиусе диска (или колеса).

В качестве параметра, определяющего расход газа в зазоре между вращающимся диском и стенкой корпуса, принят безразмерный расход

$$\overline{q} = \frac{q}{\pi \cdot r_0^2 \cdot u_0^2},$$

где  $q$  – расход протечки через зазор между диском и корпусом;  $u_0$  – окружная скорость диска;  $r_0$  – радиус диска.

При  $\overline{q} < 0$  – течение к центру,  $\overline{q} > 0$  – течение от центра, а  $\overline{q} = 0$  соответствовало полной герметичности уплотнений.

В качестве параметра зазора принято соотношение

$$\overline{S} = \frac{S}{r_0},$$

где  $S$  – ширина зазора.

равномерная сетка (35 x 35 x 35) с локальным измельчением в зазорах между вращающимся диском и кожухом до 0,4 x 0,6 x 0,6. Сходимость расчета определялась равенством массовых расходов на входе и выходе из области течения (сечения у втулки и у периферии диска).

Некоторые результаты исследования приведены на рис. 4, 5.

Прежде всего, следует отметить удовлетворительное качественное и количественное совпадение расчетных и опытных данных во всем диапазоне исследуемых параметров. Некоторые различия наблюдаются лишь в зоне возле втулки для случая безрасходного течения, что связано с различием граничных условий задаваемого и реализованного в опытах.

Важным фактором, образующим радиальный градиент давле-

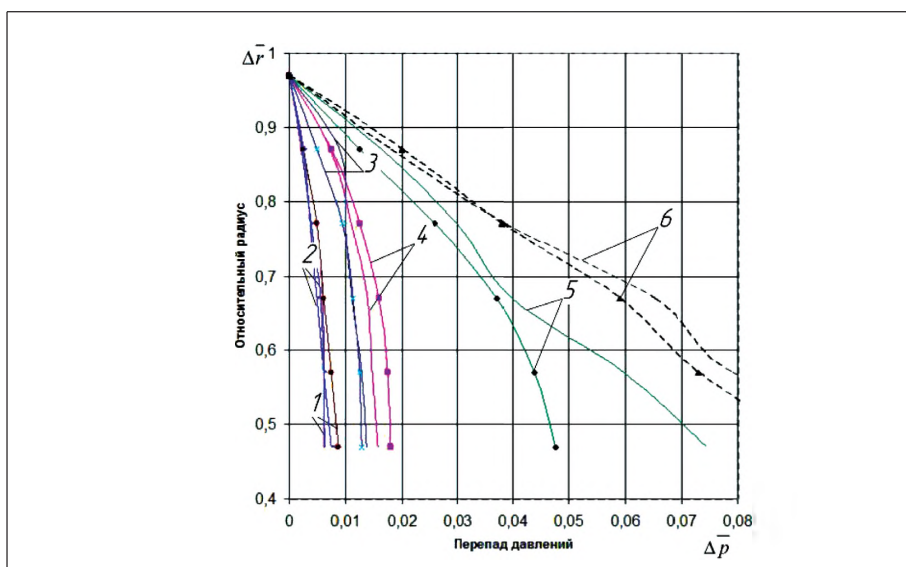
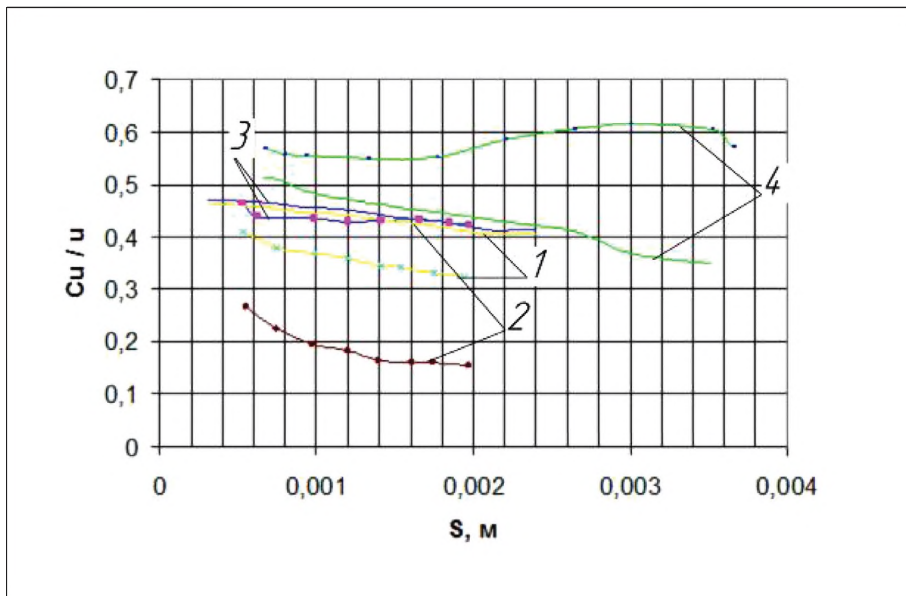


Рис. 4. Распределение относительного давления по радиусу,  $\overline{S} = 0,03$ , при течении от центра ( $q > 0$ ) и к центру ( $q < 0$ ): 1 –  $q = 26,4 \cdot 10^{-4}$ ; 2 –  $q = 28,7 \cdot 10^{-4}$ ; 3 –  $q = 20,5 \cdot 10^{-4}$ ; 4 –  $q = 14,1 \cdot 10^{-4}$ ; 5 –  $q = 0$ ; 6 –  $q = -11,63$  (точками указаны экспериментальные данные)

Исследования проведены при числах Рейнольдса  $Re = \frac{\omega \cdot r_0^2}{\nu} = (3 \dots 6) \cdot 10^5$ , что соответствует развитому турбулентному режиму.

На первом этапе проведено численное исследование полей давления для классической схемы «диск в кожухе». Разработана параметрическая модель, полностью соответствовавшая экспериментальной модели (рис. 2, а и 3, а). Использована

в зазоре, является окружная составляющая  $C_u$  скорости потока в зазоре. На рис. 5 приведено сопоставление расчетных и опытных значений окружной скорости по ширине зазора на среднем радиусе. Некоторое количественное расхождение данных вызвано, вероятно, погрешностью измерения скорости пневмометрическим микронасадком в малом зазоре, а не неточностью расчета. Подтверждением этого является расчетное значение,



**Рис. 5. Изменение окружной скорости по ширине зазора на среднем радиусе, при  $S_n = 0,024$ , течение от центра: 1 -  $q = 14,2 \cdot 10^{-4}$ ; 2 -  $q = 24,7 \cdot 10^{-4}$ ; 3 -  $q = 0$ ; и  $S = 0,04$ , течение к центру; 4 -  $q = 14,63 \cdot 10^{-4}$  (точками указаны экспериментальные данные)**

$\frac{C_u}{u} = 0,45$ , что очень близко к существующим представлениям (рис. 1).

На следующем этапе было произведено моделирование течения для схемы «диск в ступени компрессора». Этот вариант рассматривался как переходной от схемы «диск в кожухе» к схеме «рабочее колесо в ступени». Целью было определение отличия результатов, полученных для диска постоянной толщины и диска, повторяющего форму контура наружной поверхности рабочего колеса, установленного в характерной пазухе ступени.

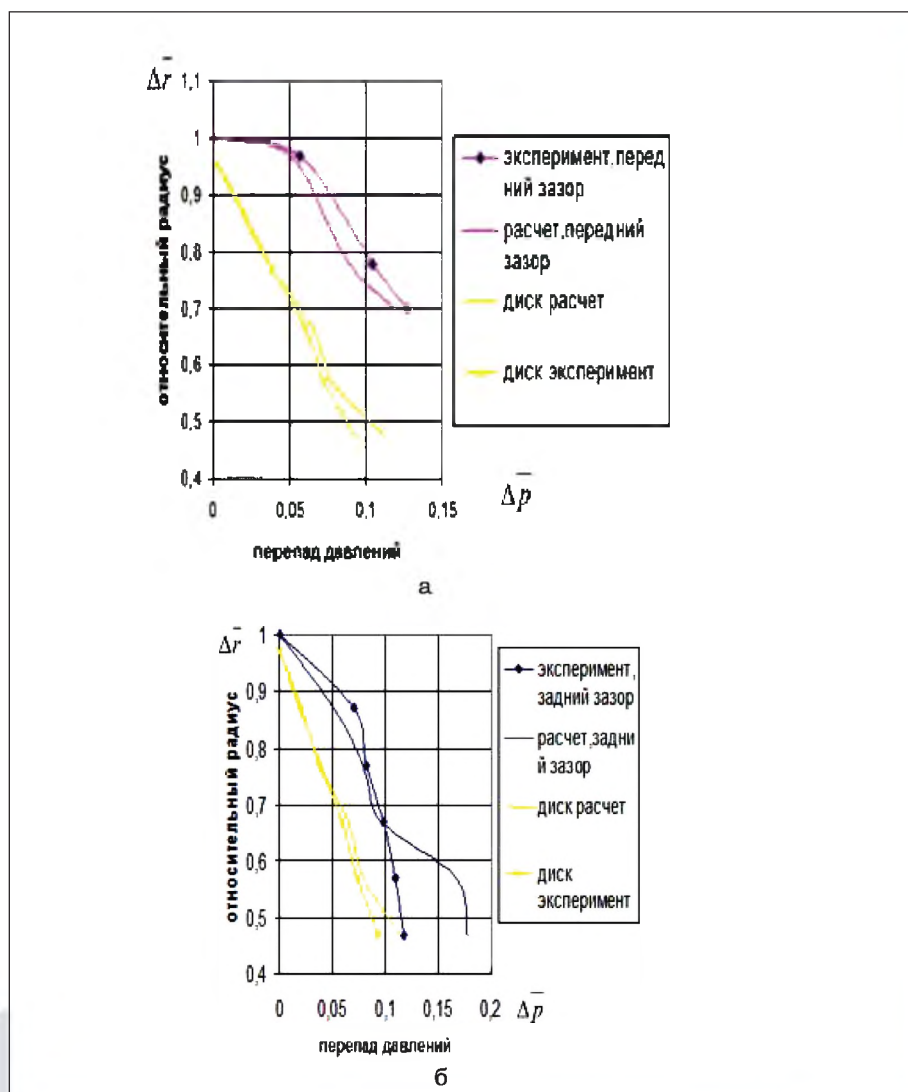
Из полученных результатов (рис. 6) следует, что расчетные и опытные данные удовлетворительно совпадают. Однако распределение давлений на колесе и диске существенно отличаются, особенно на стороне покрывного диска, что свидетельствует о значительном влиянии геометрической формы диска.

Наиболее интересны результаты моделирования течения в зазорах рабочего колеса центробежной ступени. Исследования проводились применительно к модельной концевой ступени малорасходного центробежного компрессора (рис. 2, б) для двух рабочих колес с углами выхода лопаток рабочего колеса  $\beta_{л2} = 55^\circ$  и  $32^\circ$ , испытанных автором работы [4]. Трехмерная

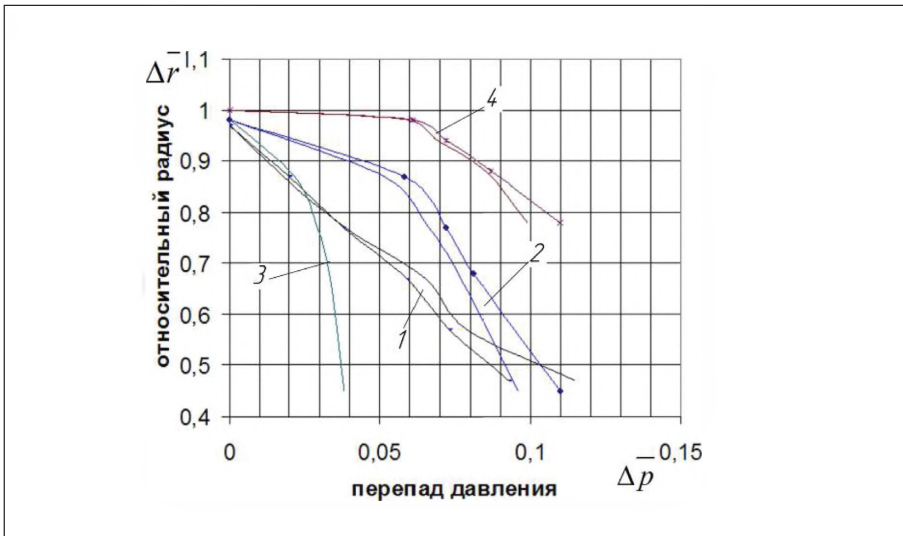
модель исследуемой ступени приведена на (рис. 3, б). Расчетная сетка  $35 \times 35 \times 35$  с адаптацией в зазорах до  $0,4 \times 0,6 \times 0,6$ . Число KFL равно 10.

Принципиальным отличием этой задачи является тот факт, что граничное условие на наружном диаметре колеса формируется закруткой потока  $c_{u2}$  на выходе из лопаток, которая для колес различной напорности различна. Существенным является и несимметричность геометрической формы и характера течения в переднем и заднем боковых зазорах.

Полученные на модели зависимости, приведенные на рис. 6, иллюстрируют удовлетворительную сходимость расчетных данных с экспериментальными для обоих типов рабочих колес.



**Рис. 6. Распределение относительного давления по радиусу для диска в ступени по покрывному диску, при  $S_n = 0,032$ ,  $q_n = 9,3 \cdot 10^{-4}$  (а) и рабочему диску, при  $S_p = 0,026$ ,  $q_p = 9,3 \cdot 10^{-4}$  (б) (точками указаны экспериментальные данные)**



**Рис. 7. Зависимость перепада давлений от относительного радиуса колеса для двух колес с различными  $\beta_{e2}=32^\circ$  и  $55^\circ$ :**  
 1 – диск в кожухе; 2 – р.к.  $\beta_{e2}=55^\circ$ , рабочий диск, 3 – р.к.  $\beta_{e2}=32^\circ$ , рабочий диск, 4 – р.к.  $\beta_{e2}=32^\circ$ , покрывной диск (точками указаны экспериментальные данные)

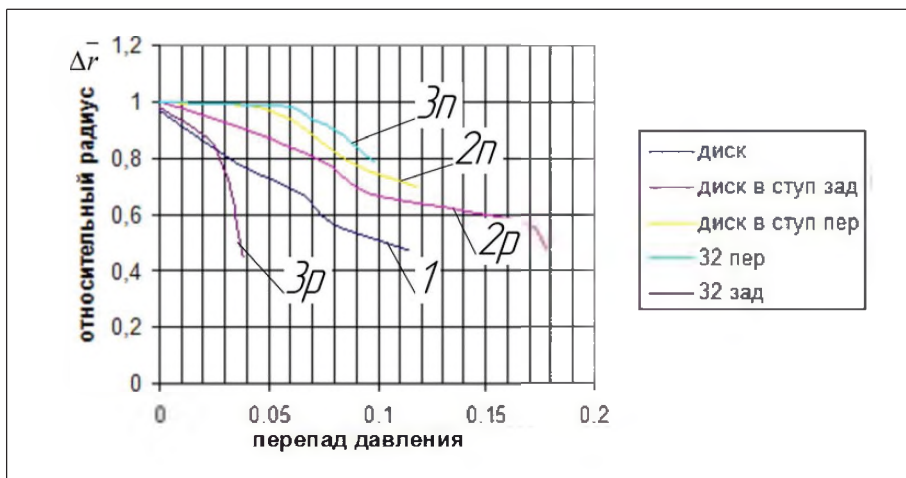
Сопоставление с результатами, полученными для схем «диск в кожухе», «диск в ступени» и «рабочее колесо в ступени» при сопоставимых условиях ( $\bar{S}, \bar{q} = idem$ ) (рис. 8), свидетельствует об их существенном отличии. Это значит, что расчетные схемы упрощенных моделей не могут быть адекватными реальной схеме «рабочее колесо в пазухе ступени».

Результаты исследований показали, что наиболее приемлемым является использование численного моделирования реального течения с реальной геометрией и реальными параметрами ступени. Разработанная в данной работе

математическая модель оказалась корректной для всех рассмотренных расчетных схем и может быть применена для численного исследования не только рассмотренных схем, но и с достаточной достоверностью может быть рекомендована и для других турбомашин с вращающимися в газовой среде рабочими колесами.

#### Выводы

Предложена математическая модель течения в боковых зазорах между рабочим колесом и статором центробежного компрессора в среде Flow Vision, корректность которой подтверждена сравнением с



**Рис. 8. Сравнение расчетных результатов для различных схем:**  
 1 – диск в кожухе; 2 – диск в ступени; рабочее колесо  $\beta_{e2}=32^\circ$  в ступени; р – рабочий диск; п – покрывной диск

опытными данными, полученными для трех различных схем объекта: «диск в кожухе», «диск в ступени» и «рабочее колесо в ступени».

Показана неправомерность применения упрощенных расчетных схем типа «диск в кожухе» для исследования реальных турбомашин с вращающимися рабочими колесами.

#### Список литературы:

1. Огиенко В.Г. Совершенствование методов определения осевых усилий при проектировании центробежных машин. 05.04.09. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / В.Г.Огиенко. - МИХМ. - Москва, 1988. – 256 с.

2. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. / Л.А. Дорфман. – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с.

3. Седач В.С. Влияние расхода через полость между вращающимся диском и стенкой на распределение давления по радиусу. / В.С. Седач, В.Н.Голошапов. – В кн.: Энергетическое машиностроение: Тр./ХГУ. – Харьков, 1967, Вып. 4. – С. 7–11.

4. Daily I.W., Chamber Dimension effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs. / Daily I.W., Neca R.C. – Trans. ASME, 1960, V. 82, p. 217-232.

5. Бондаренко Г.А. Исследование гидродинамики потока между корпусом и диском колес турбомашин. / Г.А. Бондаренко // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2009. – №4(18). – С. 37 – 40.

6. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. / В.Б. Шнепп. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.: ил. 133.

7. Галеркин Ю.Б. Расчетный анализ течения в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Компрессорная техника и пневматика, 2007. – №5. – С. 20 – 22.