

Г.А. Бондаренко, к.т.н., проф., В.А. Негрейко, магистр (Сумский государственный университет)
г. Сум, Украина

Исследование влияния протечки на структуру потока на входе в рабочее колесо центробежного компрессора

Приведены результаты численного моделирования течения в боковом зазоре между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом центробежной компрессорной ступени и его влияние на поток во входной части колеса при различных геометрических параметрах.

Ключевые слова: центробежный компрессор, зазор, колесо, корпус, вход, структура, поток, математическая модель, FlowVision.

Приведені результати чисельного моделювання течії в бічному проміжку між покриваючим диском робочого колеса і корпусом відцентрового компресорного ступеня та його вплив на потік у входній частині колеса при різних геометричних параметрах.

Ключові слова: відцентровий компресор, проміжок, колесо, корпус, вхід, структура, потік, математична модель, FlowVision.

Results over of numeral design of flow of sidelash between the covering disk of driving wheel and corps of the centrifugal compressor stage and his influence are brought on a stream in entrance part of wheel at different geometrical parameters.

Keywords: centrifugal compressor, gap, wheel, corps, entrance, structure, stream, mathematical model, FlowVision.

Современные центробежные компрессоры имеют политропный к.п.д. не ниже 84-85%. В лучших конструкциях достигнуто значение 86%. В настоящее время такое значение к.п.д. является пределом достигнутой эффективности центробежного компрессора. Традиционные методы газодинамического совершенствования конструкции практически исчерпаны. Дальнейшее повышение эффективности представляется возможным за счет совершенствования так называемой микрогеометрии или вспомогательной геометрии. Элементами микрогеометрии проточной части центробежных компрессоров являются осевые и радиальные зазоры между рабочими колесами и статором лабиринтного уплотнения, формы кромок обтекаемых тел и др.

Для совершенствования конструкции необходимо знать процессы, происходящие в этих элементах, и уметь выполнить их оптимизацию.

Применение известных экспериментальных методик связано с большими погрешностями измерений, обусловленных сопоставимостью размеров прибора с размера-

ми изучаемых каналов. Для таких исследований весьма эффективно применение современных вычислительных программ трехмерного моделирования течения реальных газов.

В данной работе выполнено исследование потока в осевом зазоре между рабочим колесом и корпусом ступени. При этом основное внимание уделено изучению потока протечек у покрывного диска и конфигурации тракта (канала), в котором происходит течение на всем протяжении от входа в рабочее колесо до выхода из него. Такие исследования ранее не выполнялись.

Результаты выполненных ранее системных экспериментальных исследований ступеней с узкими малорасходными колесами, выполненных во ВНИИкопрессормаше [1], опубликованы в работах [2, 3]. Основным результатом этих работ является вывод о необходимости учета дополнительных потерь, образующихся на входе в рабочее колесо под действием потока протечки.

Теоретическому моделированию с использованием программных комплексов посвящены работы [4, 5]. В работе [4] представлены,

в основном, качественные результаты исследования течения, а в [5] приведены количественные результаты численного исследования течения в боковых зазорах рабочего колеса центробежной ступени, представляющие большой интерес. Однако расчетная модель течения была не достаточно корректной, т.к. граничные условия на наружном диаметре области задавались по результатам экспериментальных исследований. Очевидно, что целесообразнее рассматривать область течения в зазоре не изолировано, а как составную часть общей области течения в ступени. Такой подход положен в основу данного исследования.

В данной работе исследования проведены применительно к малорасходной ступени с узкой шириной каналов рабочего колеса, для которых влияние протечки особенно существенно. Такие ступени характерны для компрессоров высоких и сверхвысоких давлений. Перетекание в зазоре, обуславливается негерметичностью лабиринтного уплотнения покрывного диска. В результате теоретический напор колеса увеличивается на величину работы сжатия протечки

газа. Здесь возникают также дополнительные потери от трения газа о стенки зазора. Влияние этих перетеканий в малорасходных ступенях приводит к снижению к.п.д. до $\geq 10\%$, и максимальный полнотропный к.п.д. таких компрессоров достигает всего лишь 60-70%.

Целью данной работы является исследование влияния основных геометрических и режимных параметров на формирование и структуру потока в изучаемой области с использованием программного комплекса FlowVision на основе результатов обширных экспериментальных исследований малорасходных ступеней, проведенных во ВНИИкомпрессормаше [1-3].

Методика расчета. В качестве исследуемой физической модели была принята реальная ступень центробежного компрессора с рабочим колесом и безлопаточным диффузором, исследованной в работе [1]. Продольный разрез экспериментальной ступени с геометрическими характеристиками приведен на рис. 1. Твердотельная модель ступени показана на рис. 2а. При ее построении были приняты следующие упрощения и допущения: 1) влияние сборной камеры не учитывалось; 2) не учитывались незначительные перетекания в осевом зазоре со стороны рабочего диска, а также, на первом этапе, не была учтена шероховатость стенок. Однако, несмотря на эти упрощения, поставленная задача оставалась сложной. Специфика задачи состояла в том, что изучаемая область имеет сложную геометрическую конфигурацию, с существенно узким осевым зазором, образованным вращающейся и неподвижными стенками. Характер физических процессов в различных зонах этой области различный:

- разветвление потока на выходе из колеса;
- наложение радиального расходного течения на циркуляционное течение от вращения колеса в осевом зазоре;
- дросселирование с вихреобразованием в лабиринтном уплотнении покрывного диска;
- турбулентное смешение потока протечки с основным потоком на входе в рабочее колесо.

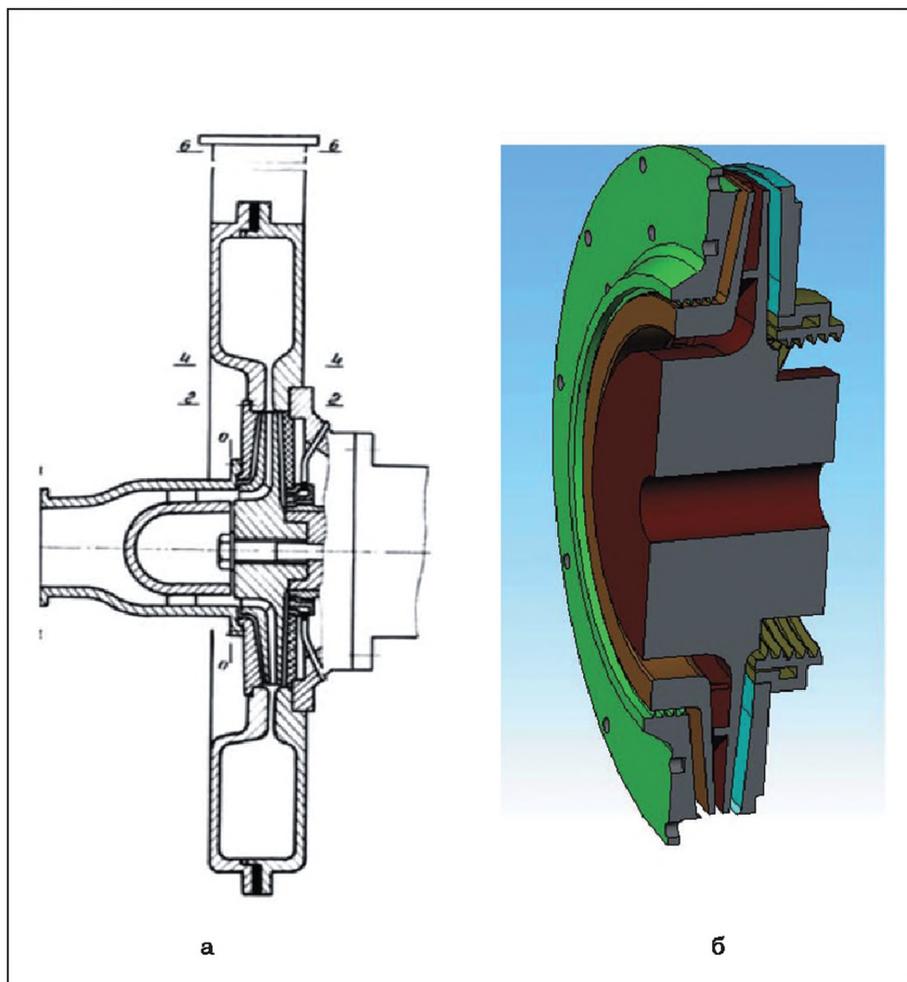


Рис. 1. Конструктивная схема экспериментальной модели ступени

Кроме того, для правильного задания граничных условий потребовалось одновременное решение задачи о течении в каналах рабочего колеса, т.е. область течения становилась двусвязной. Расчетная область течения (рис. 2,б) была разделена на 3 подобласти: «вход» – неподвижная область; «ротор» – подвижная область (вращение 12000 об/мин); «диффузор» – неподвижная область. Связь между этими подобластями осуществлялась через граничное условие «скользящая поверхность».

Очень важным обстоятельством является правильное задание расчетной сетки. В узких зазорах потребовалось создавать локальную адаптацию сетки. Для достижения компромисса между скоростью расчета и достаточной точностью КФА (число Куранта Фридриха Леви), характеризующее время сходимости, было принято равным десяти. Максимальный шаг интегрирования был принят также равным десяти. Максимальный шаг

интегрирования принят равным $1/n$, где $n=12000$ об/мин – частота вращения ротора. Лучшие результаты были получены при расчете сектора (на три лопатки – шестая часть расчетной области). Главным преимуществом такого расчета является возможность построения мелкой сетки, которая позволяет более точно исследовать движение потоков газа в рассчитываемой области, не слишком увеличивая время расчета. Недостатком сектора является внесение специального граничного условия «Периодическая поверхность», которая вносит некоторую погрешность в расчет. Расчет проводится на более чем двухстах тысячах расчетных ячеек. Время сходимости расчета по массовому расходу в случае задания сектора оказалось несколько более длительным, чем для полного расчета. Для сопоставления с экспериментальными данными, полученными на воздушном стенде, полное давление и статическую температуру на входе и массовый

расход на выходе задавали, исходя из данных опытов [1]. Основным варьируемым параметром был расход протечки, который задавался величиной зазора под гребнями лабиринтного уплотнения покрывного диска 0,1; 0,25 и 0,5 мм. Расчеты выполнялись для значений бокового зазора S между покрывным диском колеса и корпуса 2,5 и 5 мм. Условия проведения численного эксперимента были аналогичны физическому эксперименту [1]: рабочая среда – воздух, полное геометрическое подобие, число Маха $M=0,48$, течение адиабатное. При задании математической модели была выбрана стандартная – модель турбулентности, так как она достаточно хорошо себя зарекомендовала при решении подобного рода задач.

В качестве тестовых расчетов выполнено численное определение газодинамических характеристик рабочего колеса. Среднее отклонение от экспериментальных значений не превышало 1,2%.

Результаты исследований.

В ходе работы было выделено четыре основных исследуемых зоны, в которых условия течения существенно отличаются (рис. 2 б): вход в безлопаточный диффузор, осевой зазор между корпусом и покрывающим диском на входе в рабочее колесо, лабиринтное уплотнение, входной участок колеса. Ниже рассмотрены результаты численного исследования течения в зонах последовательно, в направлении протечки (от выхода к входу рабочего колеса). Для большей наглядности результаты приведены в виде полей статического давления и абсолютной скорости и векторных полей скоростей. Наиболее характерные из них приведены на рисунках.

Вход в безлопаточный диффузор рассматривали при изменении величины протечки вследствие изменения зазора в лабиринтном уплотнении. При этом выяснилось, что характер течения во всех случаях подобен, но количественно имеет разную величину: в случае с меньшим зазором давление на выходе из рабочего колеса имеет достаточно большую скорость и прямолинейное направление. Разворот части потока происходит

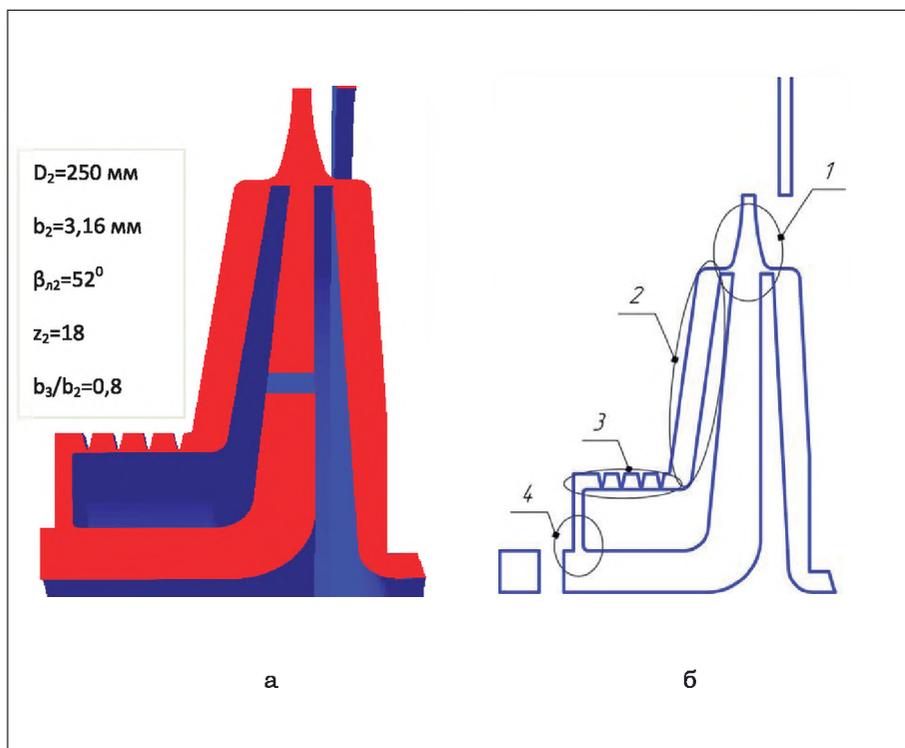


Рис. 2. Твердотельная модель (а) и расчетная область течения (б): 1 – вход в безлопаточный диффузор; 2 – осевой зазор между покрывным диском и корпусом; 3 – лабиринтное уплотнение; 4 – вход в рабочее колесо

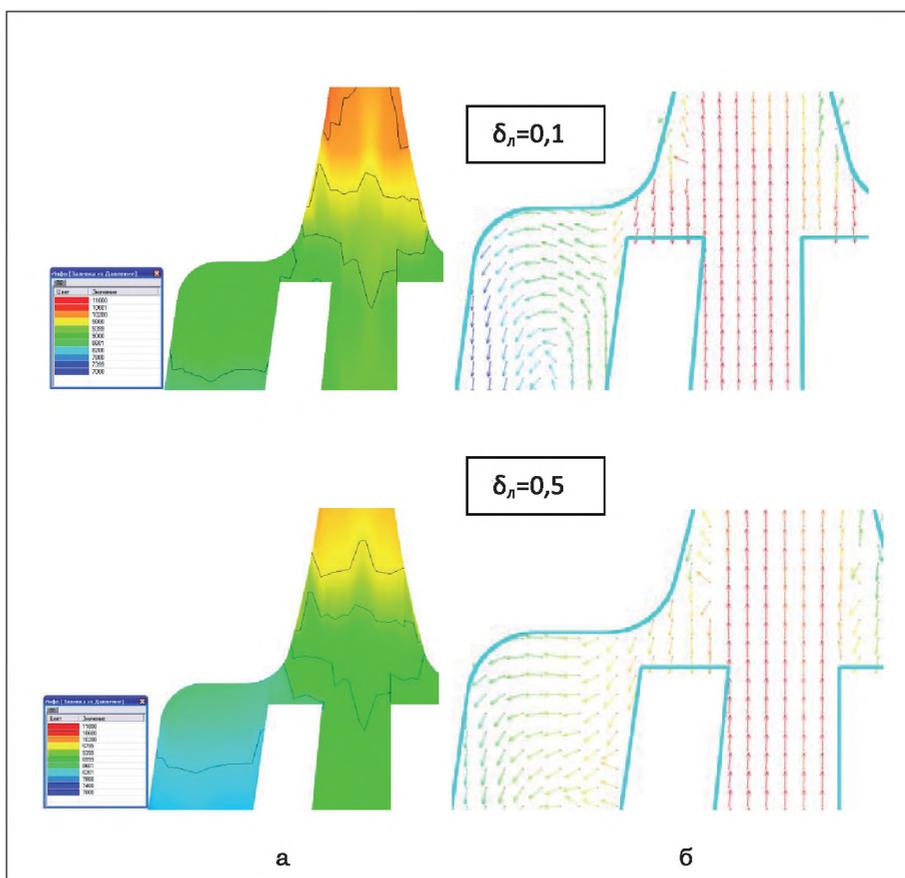


Рис. 3. Визуализация полей давления (а) и векторов скорости (б) во входном участке безлопаточного диффузора при различных величинах зазора в лабиринтном уплотнении рабочего колеса ($S=5$ мм)

только на некотором расстоянии от колеса, образуя вихревую зону у стенки входного участка диффузора, где некоторая часть потока поддерживает циркуляцию вихря, а другая (расходная) часть уходит в осевой зазор между покрывающим диском и корпусом, локализуясь в слое, прилегающем к неподвижной стенке корпуса. Первый является основным – расходное перетекание газа из рабочего колеса, локализующееся в узком слое у неподвижной стенки корпуса, а второй – интенсивный циркуляционный поток возникает из-за закручивания вязкого потока у вращающегося диска колеса и действия центробежного ускорения. При зазоре, равном 5 мм, образуется интенсивная циркуляционная структура, занимающая большую часть объема полости. Очевидно, что на поддержание циркуляции таких масс потребуется значительная мощность, отбираемая от рабочего колеса через вязкий механизм взаимодействия с потоком. В случае с осевым зазором в 2,5 мм зона вторичного потока существенно уменьшается, уменьшаются и потери мощности на трение диска колеса. Эти результаты находятся в полном соответствии с известными представлениями о газодинамике вращающихся дисков [1].

Течение в лабиринтном уплотнении изучалось при изменении зазора под гребнями 0,1; 0,25 и 0,5 мм. Как следует из рис. 5, картина течения, в общем, соответствует известному представлению дросселирования потока в лабиринтном уплотнении. Снижение давления носит ступенчатый характер (рис. 5а, в). Максимальная скорость в лабиринтном уплотнении достигается в зазорах между гребнями и покрывающим диском. При этом скорость в камерах уплотнения изменяется по-разному (рис. 5 б). Основной поток проходит между гребнями, и только часть его завихряется в расширяющихся камерах между гребнями. На выходе из лабиринтного уплотнения происходит расширение, и газ срывается с покрывающего диска под действием центробежной силы в этой области, завихряется в полости верхней пограничной части корпуса, а затем направляется в зазор между

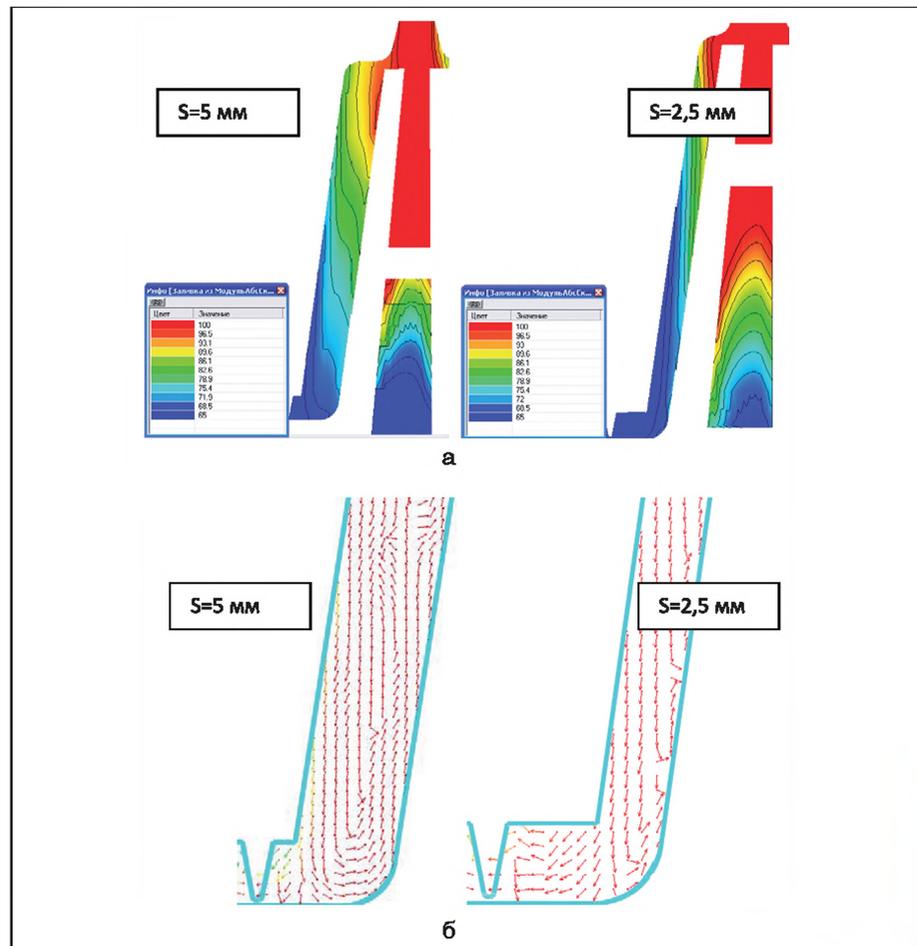


Рис. 4. Визуализация полей абсолютной скорости (а) и давления (б) при различных боковых зазорах покрывного диска рабочего колеса ($\delta=0,25$ мм)

лобовой поверхностью покрывающего диска и корпусом, где имеет место механизм образования расходного и циркуляционного течения (рис. 5 г). Наибольший интерес представляет исследование течения во входной части (воронке) рабочего колеса, где происходит смешение основного всасываемого потока с потоком протечки и формирование структуры потока, натекающего на входные кромки лопаток рабочего колеса.

В работе [3] экспериментально, а в работе [4] численным моделированием показано существенное воздействие потока протечки на основной поток, приводящее к значительной радиальной неравномерности потока, натекающего на входные кромки лопаток рабочего колеса. Нерасчетное натекание неизбежно приводит к увеличению потерь энергии в рабочем колесе и всей ступени в целом. Отсюда возникает задача о наиболее рациональном смешении потоков.

С целью оптимизации было исследовано несколько вариантов

геометрической формы подводного канала: исходный входной участок, диффузорный вариант, вариант диффузорный с большим скруглением и вариант с большим скруглением и постоянной шириной канала (рис. 6). Все указанные варианты входного участка были исследованы ранее в статике, т.е. без учета влияния вращения рабочего колеса [4]. В настоящем исследовании условия задачи максимально приближены к реальным условиям испытываемой ступени. Результаты исследования течения для вариантов с перпендикулярным направлением потока протечки по отношению к основному потоку (рис. 6 а, б) указывают на наличие «шторки» (газовой завесы), глубоко проникающей в основной поток и вызывающей его деформацию. В вариантах со скруглением входной кромки колеса этот эффект проявляется слабее (рис. 6 в, г). Наилучшим является вариант со скругленной целью постоянной ширины (рис. 6 г). Как показали расчеты, адиабатический к.п.д. ступени при

скруглении кромки колеса по этому варианту оказался на 1,5-2% выше, чем в исходном варианте, что свидетельствует о существенном влиянии протечки на газодинамику потока в ступени малорасходного центробежного компрессора.

Выводы

Смещение протечки с основным потоком на входе в рабочее колесо центробежного малорасходного компрессора обуславливает существенные дополнительные потери, которые должны быть учтены в расчетах.

Расчетная модель, разработанная в программе FlowVision, пригодна для решения расчетно-исследовательских задач, связанных с влиянием протечки на структуру потока и характеристики центробежной компрессорной ступени.

Список литературы:

1. Черепов А.В. Совершенство вание элементов проточной части малорасходных ступеней центро-

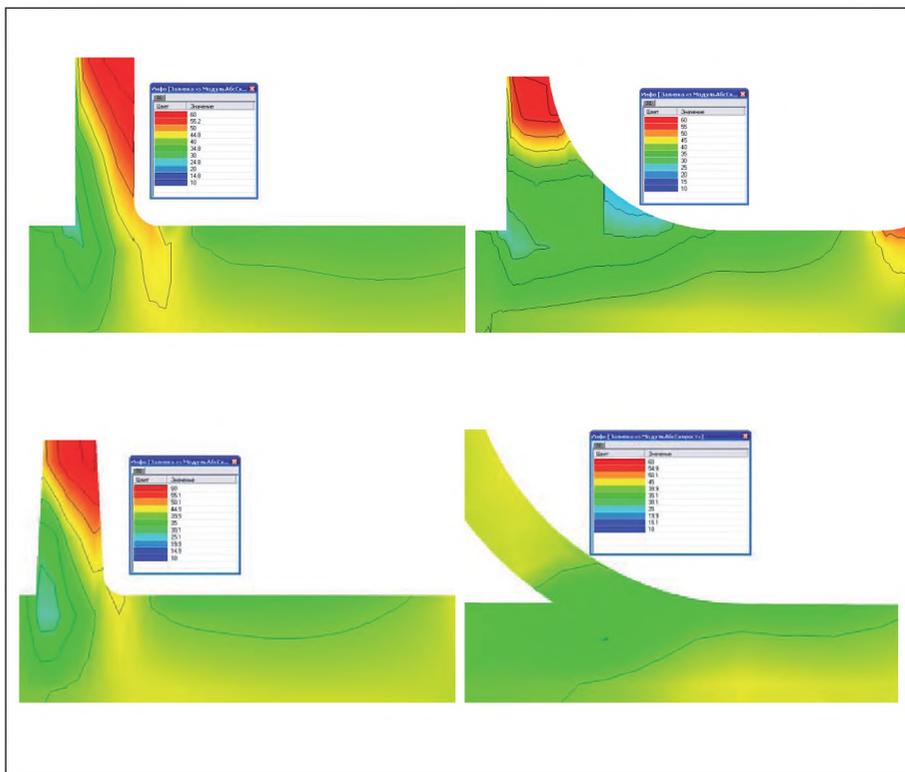


Рис. 6. Визуализация полей абсолютных скоростей в зоне смещения протечки с основным потоком при различной геометрической форме подводящего канала

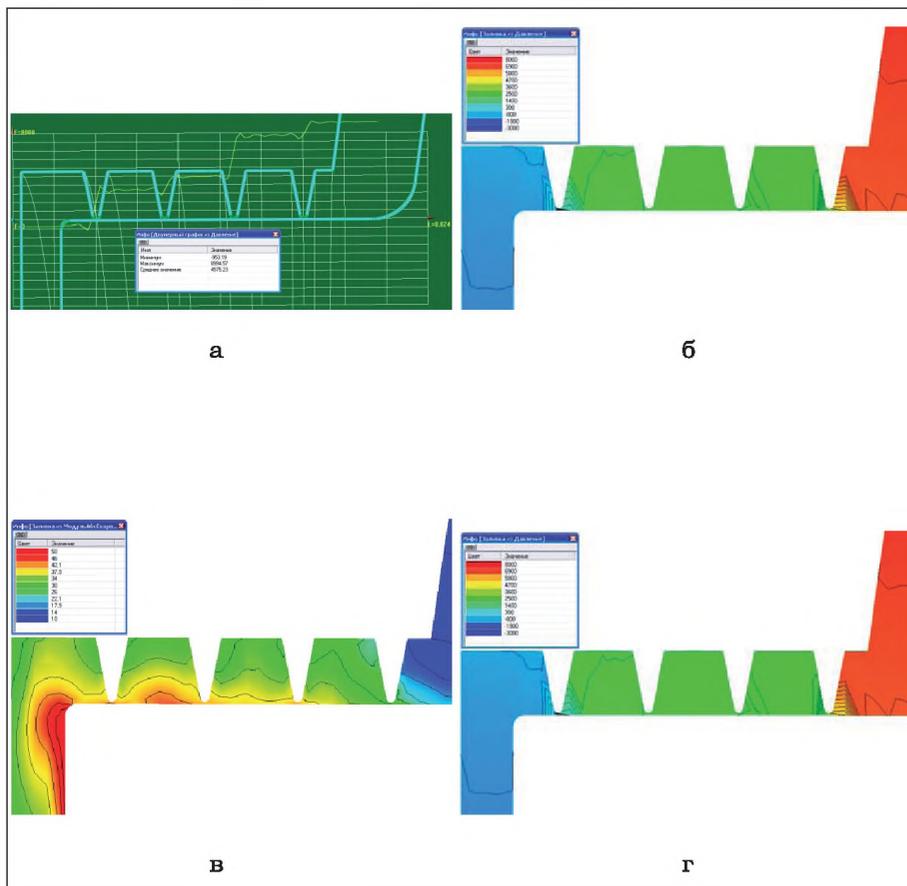


Рис. 5. Течение в лабиринтном уплотнении при зазоре 0,1 мм: а – изменение давления вдоль уплотнения; б – поле абсолютных скоростей; в – поле давлений; г – векторное поле скоростей

бежных компрессоров с учётом влияния перетеканий в уплотнениях. Автореф. дис. на соискание учёной степени канд. техн. наук. 05.04.06 / Ленинград, ЛПИ, им. Калинина, – 1984. – 16с.

2. Бондаренко Г.А. О влиянии перетеканий газа на эффективность центробежной малорасходной ступени компрессора / Г.А. Бондаренко, В.Н. Довженко, А.В. Черепов // Тр. Николаевского кораблестроительного института, – 1982, вып. 187, С. 49-52.

3. Влияние входной неравномерности потока на работу малорасходной ступени центробежного компрессора / Ф.С. Рекстин, Г.А. Бондаренко, В.Н. Довженко, А.В. Черепов // Исследовательские работы по повышению эффективности холодильного и компрессорного оборудования. Под редакцией д.т.н. А.В. Быкова. Отдел научно-технической информации. М., – 1983. С. 148 - 156.

4. Бондаренко Г.А. Исследование влияния протечки на течение в ступени центробежного компрессора / Г.А. Бондаренко, С.С. Мелейчук // Компрессорная техника и пневматика, 2008. – №3. – С.39 - 43.