

*Е.М. Смирнов, А.И. Кириллов, В.В. Рус*

## ОПЫТ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА

### ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ТУРБОМАШИНАХ

#### Введение

Турбостроение относится к одной из наиболее науко- и капиталоемких отраслей энергетического и транспортного машиностроения. Растущие требования к эффективности и надежности турбомашин, а также расширение диапазона параметров и условий эксплуатации паровых и газовых турбин создают предпосылки для их непрерывного конструктивного и технологического совершенствования. Создание новых и модернизация существующих турбомашин в сжатые сроки и с минимальными затратами стало возможным благодаря, кроме прочего, широкому использованию средств вычислительной гидродинамики и вычислительной теплофизики при выполнении исследовательских, проектных и поверочных расчетов всех элементов проточной части. Необходимость движения практики проектирования в указанном направлении осознавалась авторами настоящей статьи уже в конце 80-х годов [1], что стимулировало создание и развитие собственных программных средств (пакета SINF), в значительной степени ориентированных на моделирование рабочих процессов в элементах проточных частей турбомашин [2, 3]. Дополнительную информацию о численных методах, используемых в настоящее время в программе SINF, и о возможностях пакета в целом можно получить из статьи Смирнова и Зайцева, публикуемой в этом же сборнике.

К числу элементов проточной части газовой турбины, в наибольшей степени влияющих на ее эффективность, относятся лопаточный аппарат, тракты подвода охлаждающей среды к лопаткам, включая внутрिलопаточные каналы, входные и выходные устройства, а также камера сгорания. Для паровой турби-

ны проблемы камеры сгорания и вопросы организации течения охлаждающей среды исключаются, зато становятся важными достоверные данные о структуре течения и потерях в регулирующих устройствах (клапанах).

За прошедшее десятилетие силами научной группы, в которую входят авторы, рассмотрен широкий спектр методических и практических задач моделирования аэродинамики турбомашин, охватывающий практически все перечисленные элементы, за исключением камер сгорания. Ниже дается расширенный обзор использованных постановок и полученных на этом пути данных. Отметим, однако, что, в силу ряда ограничений, накопленный научной группой опыт отражен далеко не в полном объеме, так, например, приводимые практические результаты относятся только к установкам, выпускаемым или проектируемым в России.

### Пространственные течения и теплообмен в модельных решетках профилей рабочих лопаток газовых турбин

До настоящего времени задача адекватного численного моделирования пространственного течения и теплообмена в дозвуковых и трансзвуковых решетках, составленных из профилей рабочих лопаток газовых турбин, остается одной из самых актуальных. Для отработки различных аспектов моделирования, связанных в том числе с выбором подходящей модели турбулентности, выполнен ряд подробно документированных, образцовых экспериментальных исследований прямых решеток. К их числу относятся эксперименты Лэнгстона и Грациани [4, 5] для дозвуковой решетки и эксперименты, проведенные в NASA-Glenn Research Center (NASA-GRC), для трансзвуковой решетки [6, 7].

С помощью программы SINF выполнен обширный объем работ по численному моделированию течения и теплообмена в этих решетках в условиях, соответствующих экспериментальным. В работах [8, 9] представлены результаты моделирования дозвуковой решетки, а в работах [10-13] - трансзвуковой ре-

шетки. Расчетам пространственных течений предшествовал частично отраженный в [14] этап отработки численных методик на двумерных задачах обтекания плоских решеток.

Течение сжимаемого газа в решетках описывалось осредненными по Рейнольдсу стационарными уравнениями Навье-Стокса, для определения турбулентной вязкости использовались низко- и высокорейнольдсовы версии одно- и двухпараметрических моделей турбулентности: модель Спаларта-Алмараса,  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  модели. В соответствии условиям эксперимента расчеты пространственных течений проводились в предположении симметрии относительно среднего сечения решетки на Н-О-Н сетках размерностью около 350000 ячеек. Выполнена также серия сопоставительных расчетов с помощью коммерческих пакетов FLUENT и CFX-Tascflow [10-13].

Позволим себе привести лишь один пример, иллюстрирующий результаты моделирования трансзвукового течения и теплообмена на торцевой стенке в решетке NASA-GRC (рис. 1), которые получены по модели Спаларта-Алмараса с помощью программы SINF. В табл. 1 даны геометрические характеристики решетки и режимные параметры для выбранного примера.

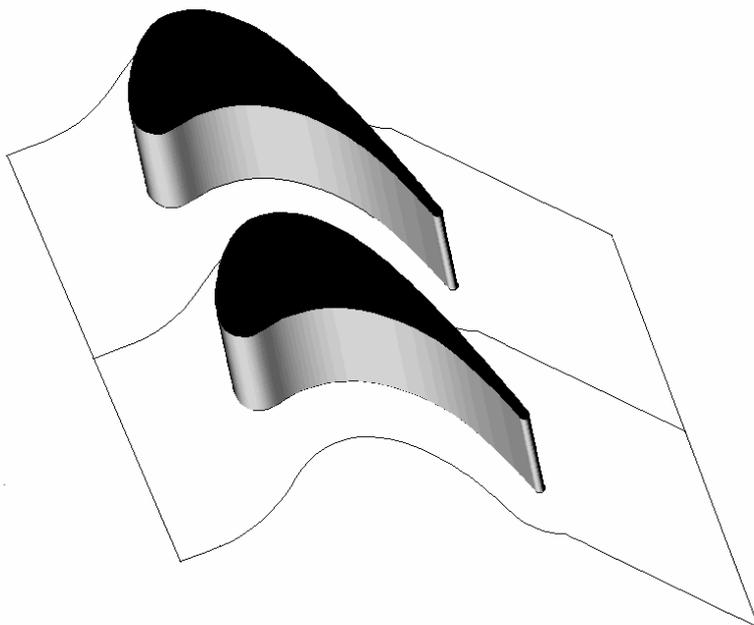


Рис. 1. Трансзвуковая решетка NASA-GRC. Лопатки показаны до половины высоты решетки

**Геометрические характеристики и режимные параметры трансзвукового течения в решетке NASA-GRC**

Осевая ширина решетки, $C_x$	127 мм
Шаг профилей в решетке	130 мм
Длина лопатки	152,4 мм
Хорда профиля	184,2 мм
Входной угол потока относительно оси решетки	63,6°
Расчетный угол поворота потока	136°
Число Рейнольдса перед решеткой, $Re = C_x U_{вх} / \nu$	$1,0 \cdot 10^6$
Число Маха перед решеткой	0,38
Число Маха за решеткой	1,32
Толщина пограничного слоя перед решеткой	32 мм
Степень турбулентности перед решеткой	0,25%
Интегральный масштаб турбулентности перед решеткой	1,27 мм

На рис. 2 приведены экспериментальные и расчетные данные о распределении давления на лопатке, отнесенного к полному давлению на входе, в различных сечениях по ее высоте. Отличие распределений по высоте отражает существенно пространственный характер течения в межлопаточном канале, а повышение давления на спинке профиля при  $x/C_x \cong 0,8$  ( $x$  – осевая координата) – влияние кромочной волновой структуры. Видно, что численная модель правильно воспроизводит влияние пространственных и волновых эффектов на распределение давления по лопатке. О структуре пространственного течения в решетке можно также судить по картине предельных линий тока на торцевой стенке (рис. 3,а), на которой прослеживается образование седловой точки и обпрстенного потока отражается в распределении теплоотдачи (значений числа Стантона) на торцевой стенке. На рис. 3,б показано экспериментальное распределение, а на рис 3,в – расчетное. Видно, что оба распределения близки, хотя

расчетные значения числа Стантона в целом выглядят несколько завышенными относительно экспериментальных.

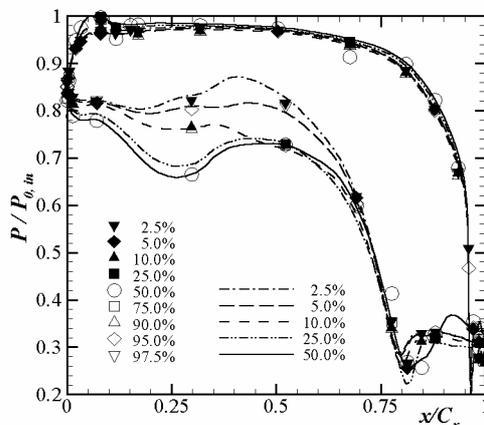


Рис. 2. Распределения давления в различных сечениях лопатки; положение сечений относительно основания лопатки выражено в процентных долях высоты решетки, символы – эксперимент, линии – расчет

### Течения и теплообмен во вращающихся каналах и полостях систем охлаждения газовых турбин

В ЛПИ-СПбГПУ исследования течений и теплообмена во вращающихся каналах, инициированные потребностями проектирования газовых турбин и турбогенераторов, ведутся с середины семидесятых годов. Обзор наиболее важных результатов этих исследований дан в работе [15]. Несколько позже начаты и продолжают до сих пор работы по численному моделированию течений и теплообмена в быстровращающихся полостях, также связанные с проектированием газовых турбин [16-19].

*Вращающийся канал с резким поворотом на 180°* является представительной моделью для воспроизведения условий, типичных для протекания охлаждающего воздуха внутри рабочей лопатки газовой турбины. В последние десять лет опубликовано большое число экспериментальных работ, направленных на исследование особенностей локальной теплоотдачи в таком канале. Надежные

данные по локальной теплоотдаче в канале квадратного сечения приведены, в частности, в работе [20]. Условия проведения опытов в этой работе были выбраны нами для численного моделирования, результаты которого подробно представлены в статье [21].

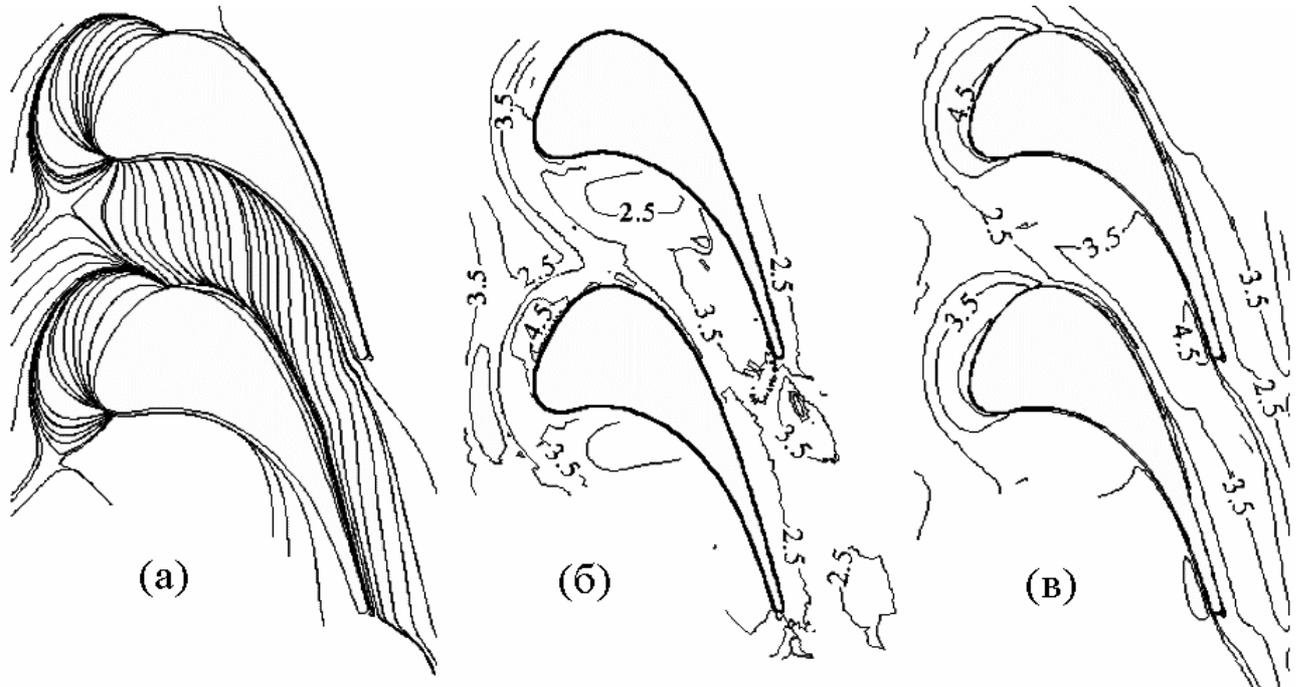


Рис. 3. Предельные линии тока (а) и теплоотдача ( $St \times 10^3$ ) на торцевой стенке решетки, (б) – эксперимент, (в) – расчет

Схема канала показана на рис. 4. Перед обогреваемым участком длиной  $26D$  ( $D$  – ширина канала) располагается предвключенный участок длиной  $40D$ , служащий для гидродинамического развития потока. Из данных измерений [20] выбран наиболее интересный для целей моделирования режим, определяемый следующим набором параметров: числом Рейнольдса  $Re = U_m \cdot D / \nu = 5000$  и параметром вращения  $K = \Omega \cdot D / U_m = 0,15$ ; ( $U_m$  – среднерасходная скорость,  $\Omega$  – угловая скорость).

Течение воздуха моделировалось уравнениями Навье-Стокса, плавучесть в поле центробежной силы учитывалась приближением Буссинеска. Расчеты выполнены с привлечением высокорейнольдсовой версии  $k-\varepsilon$  модели турбулентности. В граничных условиях использовались модифицированные пристенные функции, позволяющие проводить расчеты на сетках, в которых первый от стенки

расчетный узел попадает в вязкий подслой. В приложении к рассматриваемой задаче с относительно небольшим значением числа Рейнольдса эта возможность принципиальна, так как обеспечивает достаточно аккуратное разрешение вторичного течения. Расчетная область, включающая обогреваемый участок и две короткие секции на входе и выходе из него, покрывалась неравномерной сеткой размерностью около 115 тысяч ячеек.

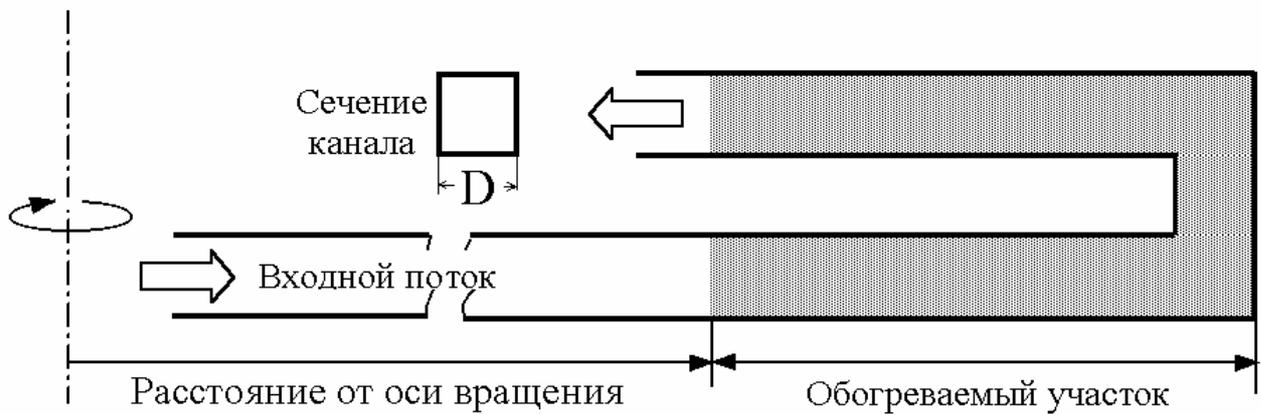


Рис. 4. Схема канала квадратного сечения с резким поворотом потока на 180°. Ось вращения канала лежит в плоскости поворота потока

На рис. 5 сопоставляются расчетные и опытные данные об изменении теплоотдачи на набегающей (1) и убегаяющей (2) стенках. Координата  $s$  на рисунке отсчитывается вдоль оси канала от начала обогреваемого участка. В соответствии с условиями экспериментов, проводилось осреднение расчетных значений теплоотдачи поперек каждой из стенок. Полученные значения числа Нуссельта отнесены к величине числа Нуссельта ( $Nu_0$ ) для развитого турбулентного течения ( $Re = 5000$ ) в неподвижном канале. Видно, что принятая расчетная модель правильно описывает сложные процессы конвективного теплообмена в условиях, приближенных к экспериментальным.

В качестве примера практического использования накопленного опыта моделирования течений в быстровращающихся полостях приведем результаты поверочного расчета течения и теплообмена в трактах подачи охлаждающего воздуха из осевого компрессора к рабочим лопаткам первой и второй ступеней

вновь проектируемой мощной энергетической газотурбинной установки [19]. Схема трактов показана на рис. 6. Один тракт содержит полость I и сообщающиеся полости II, III; второй - кольцевые каналы 1, 2, радиальный щелевой канал 3 и сообщающиеся междисковые полости IV, V. Протяженность в осевом направлении фрагмента проточной части, показанного на рис. 6, составляет примерно 2 метра. Ротор вращается с частотой 3000 оборотов в минуту. Расход воздуха в первом тракте равен 22 кг/с, а во втором - 14 кг/с. По данным одномерного теплогидравлического расчета, выполненного в процессе проектирования установки, среднemasсовые давление и температура воздуха в начале первого тракта составляют 1,265 МПа и 395°C, а в начале второго тракта - 0,74 МПа и 335°C. Предварительное решение задачи теплопроводности в роторе определило распределение температуры по поверхностям проточной части, которое использовалось в качестве граничного условия для численного моделирования.

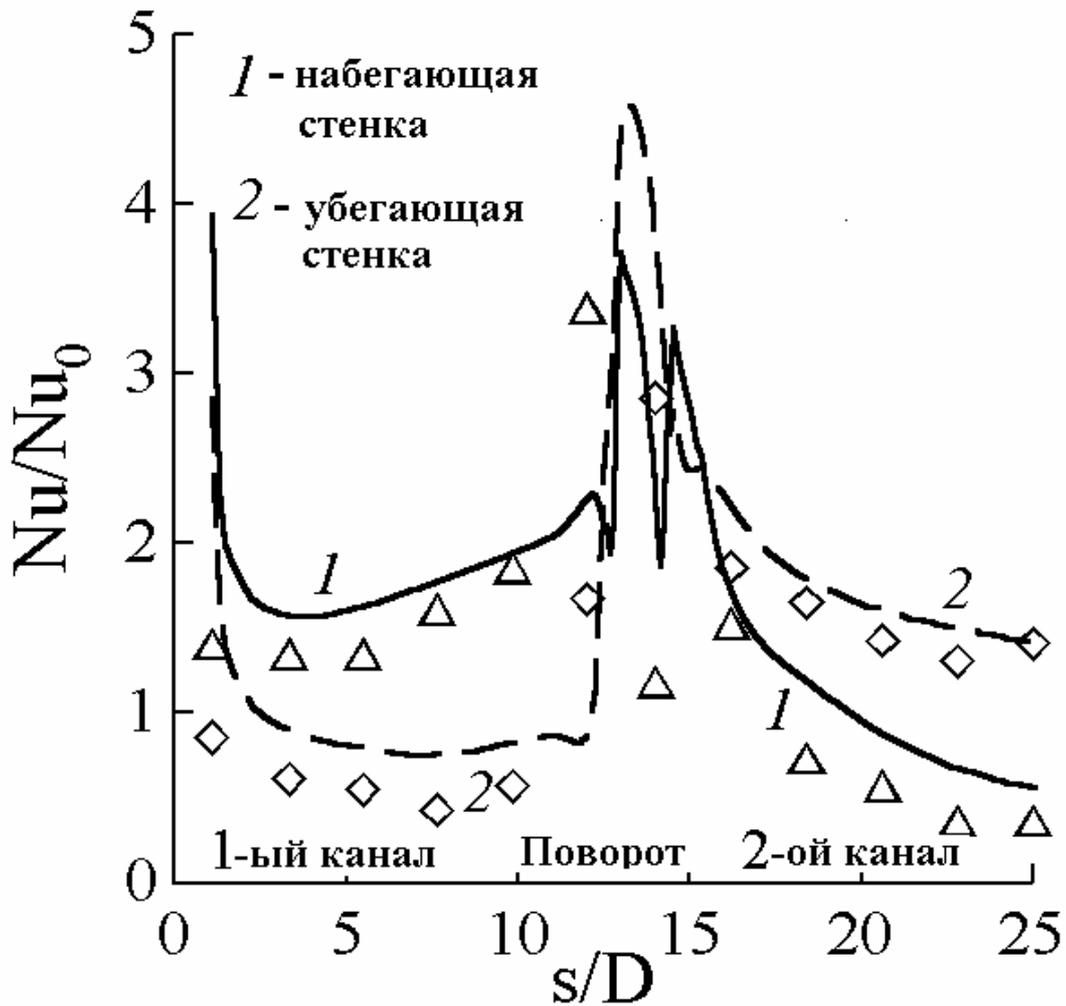


Рис. 5. Распределение теплоотдачи вдоль противоположных стенок вращающегося канала с поворотом потока на  $180^\circ$

Целью моделирования ставилось уточнение данных о температурном состоянии ротора, потерях давления в обоих трактах и температуре воздуха на выходе из них. Было принято приближение осесимметричного течения. Интегрировались уравнения Навье-Стокса и уравнения стандартной  $k-\varepsilon$  модели турбулентности с модифицированными пристенными функциями. Для учета эффекта плавучести в поле центробежной силы использовано приближение Буссинеска.

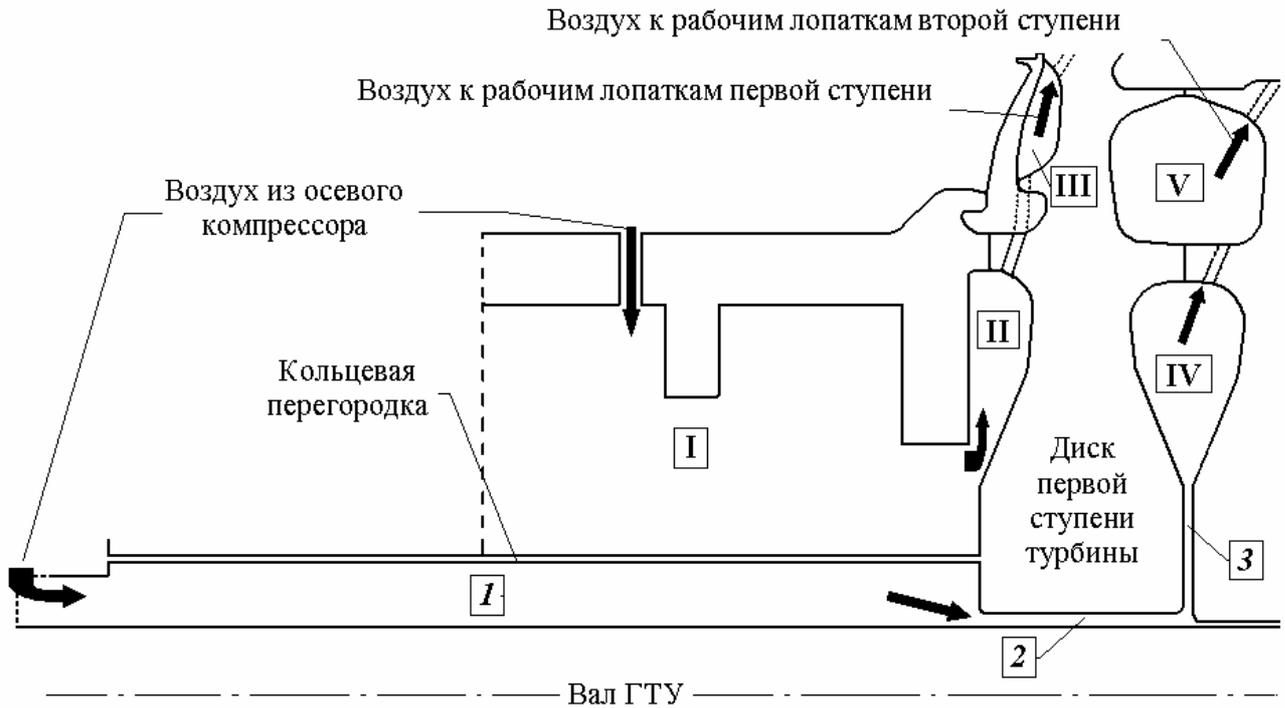


Рис. 6. Схема течения охлаждающего воздуха внутри ротора ГТУ

Течения в трактах охлаждающего воздуха характеризуется высокими значениями режимных параметров: число Рейнольдса имеет порядок  $10^5$ , число Тейлора ( $Ta = \Omega B^2/\nu$ ,  $B$  – характерная ширина полости) достигает  $10^6$ , а число Грасгофа -  $10^{10}$ . В этих условиях в полостях формируются чрезвычайно тонкие пристенные слои Экмана, поперечный размер которых составляет величину порядка  $10^{-3}$  относительно ширины полости. В связи с этим сгущение расчетных сеток проведено таким образом, чтобы центры пристенных ячеек отстояли от твердой поверхности на расстоянии, достигающем  $10^{-5}$  относительно ширины полости.

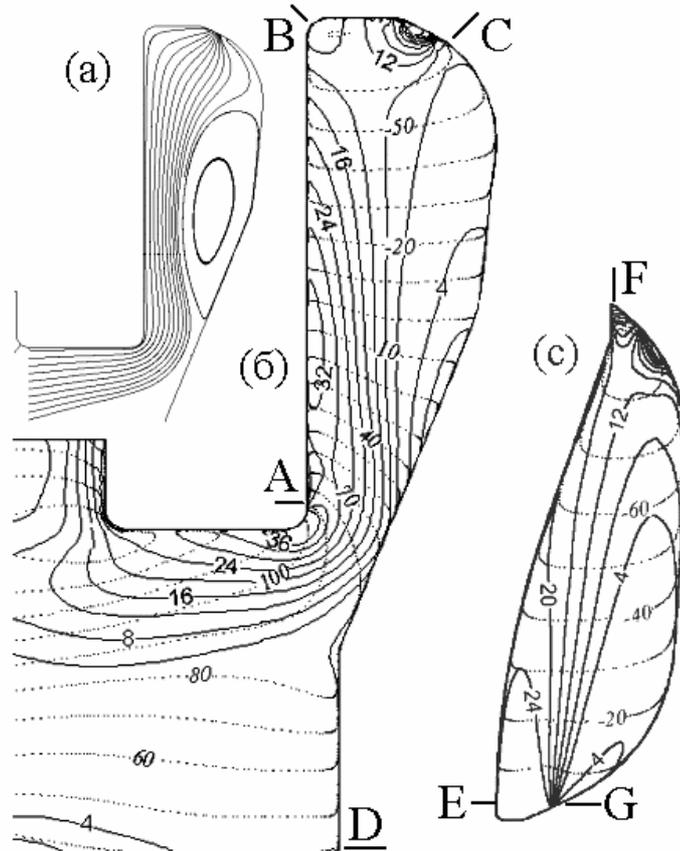


Рис. 7. Течение в полостях I, II (а, б) и в полости III (в); (а) – меридиональные линии тока в полостях I и II; (б, в) – изогахи (м/с): сплошные линии – меридиональная скорость, пунктирные линии – относительная окружная скорость

На рис. 7 показано течение в выходной части полости I и в полостях II и III, а на рис. 8 – течение в полостях IV и V. При входе в полость II меридиональный поток резко поворачивает, и расходное течение ориентируется радиально, раскрываясь в меридиональной плоскости только перед выходом из полости. У поверхности рабочего диска, в полости II, формируется протяженная зона рециркуляции (рис. 7,а). В полости III расходное меридиональное течение сосредоточено около покрывающего диска, а вблизи рабочего диска также образуется зона рециркуляции. Относительная окружная скорость в полостях распределена вдоль оси вращения сравнительно однородно, но существенно меняется по радиусу. Структура течения в полостях IV и V показана на рис. 8. Меридиональный поток в этих полостях распространяется вдоль поверхности диска второй ступени турбины. В большей части меридионального сечения полостей

развиваются интенсивные циркуляционные течения. Направление течения в зонах рециркуляции согласуется с влиянием эффекта плавучести: у более нагретой поверхности диска первой ступени воздух движется к оси вращения ротора. В полости IV обратное течение вдоль диска первой ступени распространяется практически до входного сечения. Струйный характер течения в полостях и интенсивная меридиональная циркуляция вызывают значительные потери давления, так, например, в тракте подачи воздуха к лопаткам второй ступени суммарная потеря давления превосходит 0,2 МПа.

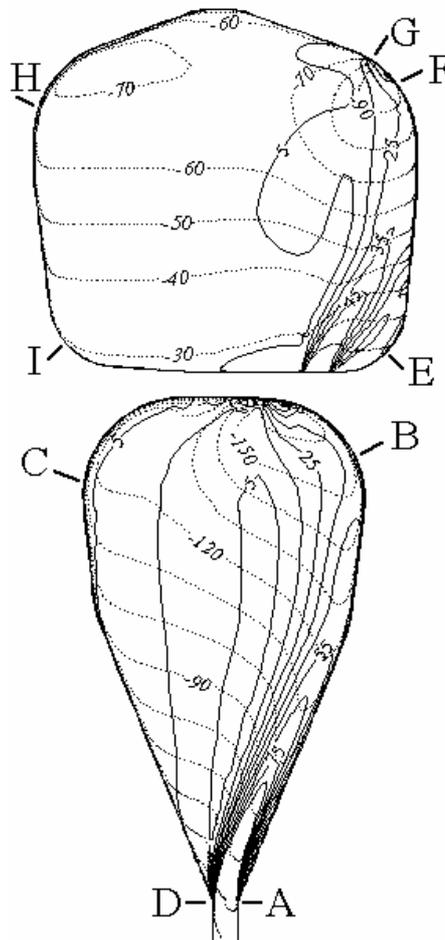


Рис. 8. Течение в полостях IV (снизу) и V (сверху): сплошные линии – изолинии меридиональной скорости (м/с), пунктирные линии – изолинии относительной окружной скорости (м/с)

На рис. 9,а-в показаны распределения значений коэффициента теплоотдачи ( $\alpha$ ) по поверхностям полостей I, II и III (X и Y – осевая и радиальная координаты, выраженные в метрах). Для определения  $\alpha$  использована среднеобъемная

температура воздуха в соответствующей полости. Границы между участками поверхностей отмечены на рис. 7 латинскими буквами. На поверхности рабочего диска, образующей полости I и II, немонотонность распределения  $\alpha$  вызвана ускорением меридионального течения в сужении между полостями (первый максимум на кривой 1), влиянием зоны рециркуляции (локальный минимум) и натеканием меридионального течения на стенку в конце этой зоны (второй максимум). В полости III отмечается высокий уровень теплоотдачи на поверхности покрывающего диска, вдоль которой движется меридиональный поток. На рабочем диске теплоотдача сравнительно мала в зоне рециркуляции. Ближе к периферии полости есть участок поверхности ( $Y \approx 0,65 \dots 0,69$  м), где значения  $\alpha$  экстремально велики. Это связано с использованным определением  $\alpha$ : в середине участка GF температура стенки совпадает со среднеобъемной. На рис. 9,г-е изображены распределения значений коэффициента теплоотдачи на различных участках полостей IV и V, отмеченных буквами на рис. 8. Согласно расчетам, на поверхности диска первой ступени со стороны полости IV тепловые потоки составляют  $10 \dots 20 \text{ кВт/м}^2$ , а в полости V - достигают  $100 \text{ кВт/м}^2$ . На кривых показаны местоположения участков выхода из полости IV и входа в полость V. Отмечается высокий уровень теплоотдачи на поверхности диска первой ступени турбины по сравнению с поверхностью диска второй ступени. Большая теплоотдача наблюдается и на периферийном участке полости V.

В целом, в этих полостях имеет место интенсивный теплообмен, для которого характерны величины коэффициента теплоотдачи порядка  $10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Температура воздуха на выходе из трактов (перед рабочими лопатками) оказалась существенно отличной по сравнению с данными предварительного теплогидравлического расчета: повышение температуры в обоих трактах по нашим данным составило приблизительно  $2,5-6^\circ\text{C}$ , в то время как упрощенная методика расчета предсказывала повышение температуры более чем на  $10^\circ\text{C}$ .

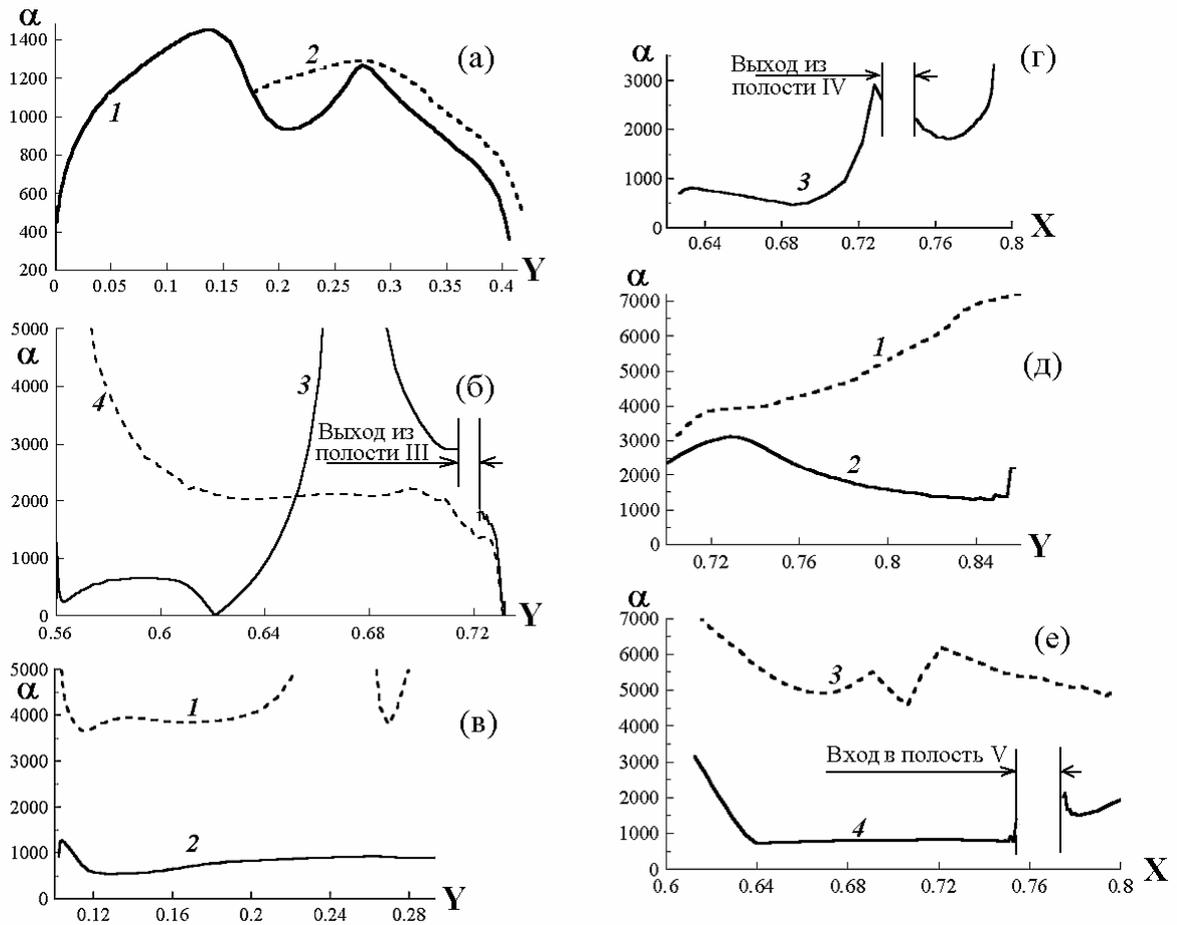


Рис. 9. Распределение значений коэффициента теплоотдачи ( $Вт/м^2К$ ) по поверхностям полостей ( $X$  и  $Y$  – осевая и радиальная координаты): (а) – полости I и II, 1 – участок DC (см. рис. 7), 2 – AB; (б) – полость III, 3 – участок GF, 4 – EF; (в, г) – полость IV, 1 – участок DC (см. рис. 8), 2 – AB, 3 – BC; (д, е) – полость V, 1 – участок HI, 2 – EF, 3 – GH, 4 – EI

### Течения во входных, выходных и регулирующих устройствах газовых и паровых турбин

Рациональная организация течения рабочих сред во входных и выходных элементах проточной части турбомашин существенно влияет на их характеристики. В связи с чрезвычайной геометрической сложностью и многообразием режимов работы этих элементов единственной альтернативой чисто эмпирическим методам их проектирования, основанным на гидравлических оценках и дорогостоящей экспериментальной отработке моделей реальных конструкций, является использование современных возможностей вычислительной гидродинамики.

намики.

*Входной тракт газоперекачивающих агрегатов (ГПА) "Нева-16" и "Нева-25"* [22]. В состав идентичных по компоновке входных трактов ГПА "Нева-16" и "Нева-25" (рис. 10) входят воздухоочистительное устройство (ВОУ), шумоглушитель, камера всасывания, конфузор и воздухонаправляющий патрубок. На одной из сторон ВОУ помещены два байпасных проема, открывающиеся в случае, если расход воздуха в батареях циклонов существенно меньше номинального. Переходная камера между ВОУ и шахтой шумоглушителя представляет собой конфузор с небольшой степенью поджатия по проходному сечению. Шахта шумоглушителя состоит из двух ярусов вертикально ориентированных пластин, размещенных в шахматном порядке. Камера всасывания, конфузор и воздухонаправляющий патрубок являются элементами входного тракта, которые формируют поле скорости на входе в осевой компрессор. Условиями эксплуатации газотурбинного двигателя ГПА предъявлялись высокие требования к окружной однородности потока в воздухонаправляющем патрубке перед компрессором. На вопрос о том, удовлетворяют ли предложенная конструкция воздухоподводящего тракта этим требованиям, можно было ответить двумя способами: либо проведением дорогостоящего и длительного эксперимента на крупномасштабной модели, либо использованием метода численного моделирования. Предпочтение было отдано второму способу с несопоставимо меньшими затратами средств и времени.

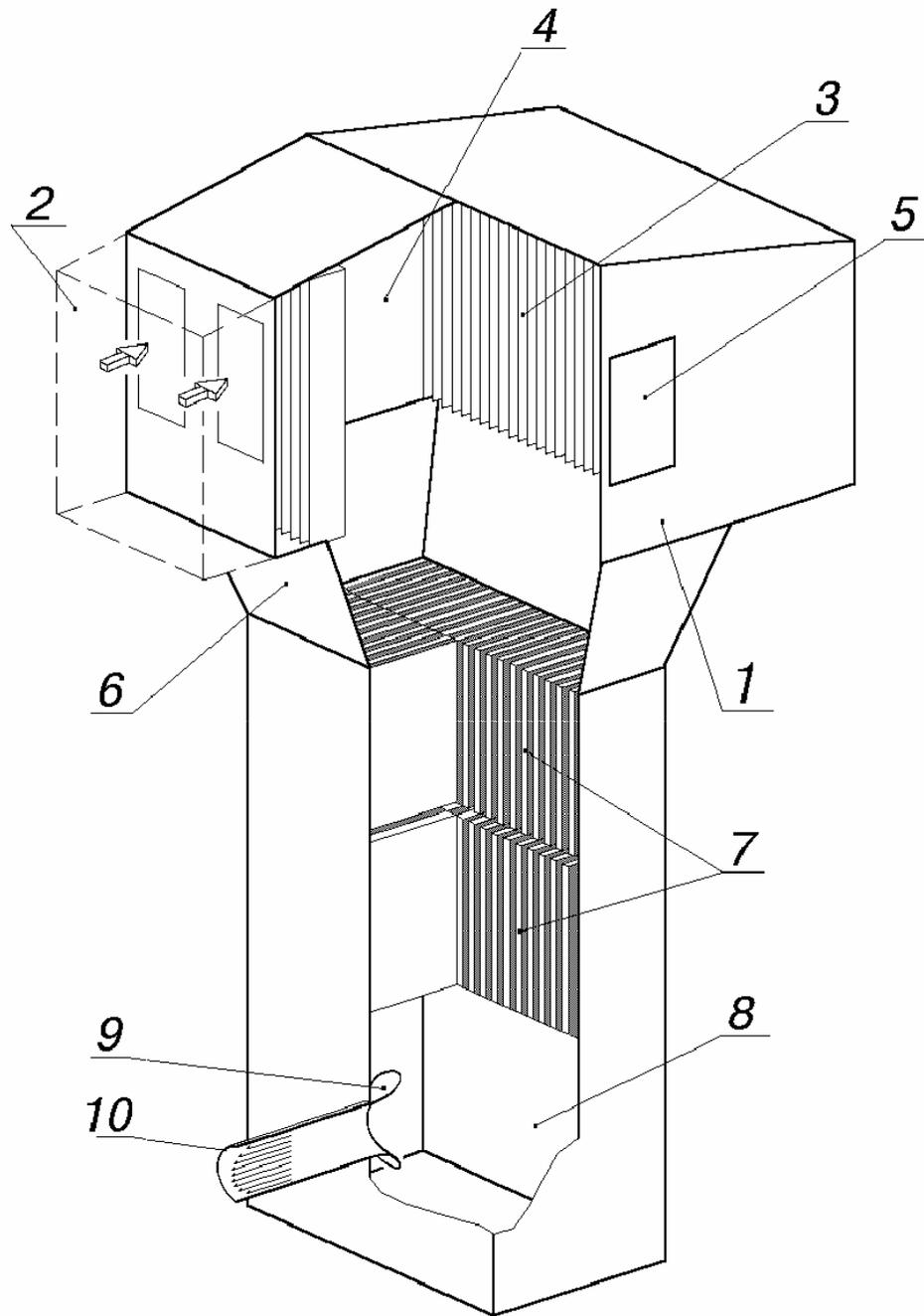


Рис. 10. Воздухоподводящий тракт газоперекачивающего агрегата: 1 – воздухо-очистительное устройство (ВОУ); 2 - отсек ВОУ с циклонами; 3 - фильтры тонкой очистки; 4 - центральная камера ВОУ; 5 - байпасный проем; 6 - переходная камера ВОУ; 7 - двухъярусный шумоглушитель; 8 - камера всасывания; 9 - конфузор воз-

*духонаправляющего патрубка; 10 - воздугонаправляющий патрубок*

Для описания турбулентного течения несжимаемого газа в элементах воздухоподводящего тракта использованы уравнения Навье-Стокса вместе со стандартной  $k-\varepsilon$  моделью турбулентности. Для учета загромождения потока пространственно неоднородными структурами (фильтрами тонкой очистки и пластинами шумоглушителя) в уравнения вводился вектор эффективной объемной силы.

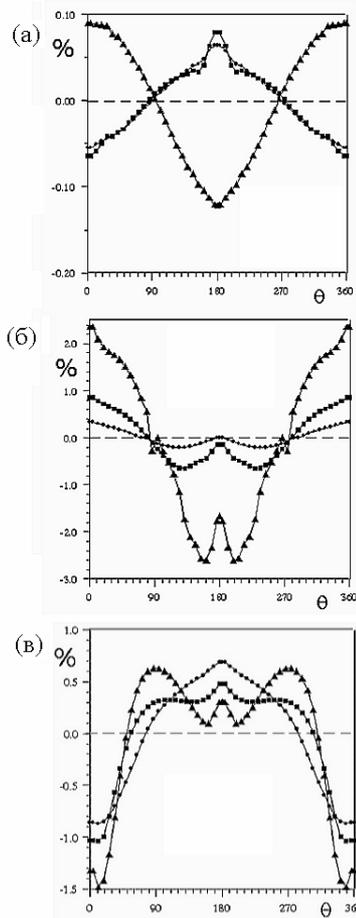


Рис. 11. Окружная неравномерность поля скорости в выходном сечении патрубка воздухоподводящего устройства: (а) и (б) - безотрывное и отрывное обтекание тыльной поверхности конфузора на номинальном режиме работы ВОУ, (в) - аварийный режим работы ВОУ с открытием байпасных клапанов; символы:

● -  $r/R = 0,367$  , ■ -  $r/R = 0,655$  , ▲ -  $r/R = 0,894$  ( $R$  – радиус воздугонаправляющего патрубка)

Основные результаты выполненных расчетов, проиллюстрированы на рис. 11, где показана относительная (в процентах) окружная неравномерность скорости в выходном сечении воздухонаправляющего патрубка для трех значений радиальной координаты. Зависимости на рис. 11а и б получены для номинального расхода воздуха, а зависимости на рис 11,в – для уменьшенного (аварийного) расхода, который поступает через открытые байпасные проемы ВОУ. В ходе вариантных расчетов номинального режима была обнаружена неединственность численного решения задачи о течении в камере всасывания. При одинаковых граничных условиях в камере могут развиваться два варианта течений. Один вариант весьма близок к потенциальному течению: в окрестности тыльной поверхности конфузора течение в камере всасывания направлено вертикально вниз. В другом варианте у тыльной стороны конфузора развивается подъемное течение с весьма значительными скоростями. Развитие этого течения приводит к резкому нарастанию окружных неравномерностей в воздухоподводящем патрубке. Формирование подъемного течения можно трактовать как своего рода трехмерный отрыв нисходящего потока от стенки, к которой крепится конфузор. Для режима с безотрывным обтеканием конфузора окружная неравномерность поля скорости (рис. 11,а) оказывается на порядок меньше, чем в режиме с отрывным обтеканием (рис. 11,б). Детальные расчеты течения в воздухоподводящем тракте позволили также уточнить данные о потерях давления, полученные предварительно на основе гидравлического приближения.

*Осерадialные диффузоры и выхлопной патрубок цилиндра низкого давления (ЦНД) паровой турбины [23-26].* Конструкция выходных узлов паровых и газовых турбин существенно влияет на коэффициент полезного действия турбины. Это влияние выражается, как в собственных потерях энергии, так и в обратном воздействии выходного потока на характеристики последних ступеней турбины. Ключевую роль в формировании течения в выходных устройствах играют осерадialные диффузоры, устанавливаемые между последней ступенью

турбины и сборной камерой.

В работе [25] методом численного моделирования воспроизводятся данные о потерях полного давления при течении воздуха в модели осерадиального диффузора выхлопного патрубка ЦНД мощной паровой турбины, экспериментально исследованной в ЦКТИ им. И.И. Ползунова. Обводы осесимметричного входного участка диффузора показаны на рис. 12. Ширина кольцевого канала на входе в диффузор составляла 70,65 мм. Целью эксперимента ставилось изучение влияния выдува кольцевых пристенных струй на потери полного давления. Выдув струи с расходом  $G_1$  и средней начальной скоростью  $V_1$  вдоль внешней стенки осерадиального участка диффузора организован для управления отрывом потока. Струя с расходом  $G_2$  и средней начальной скоростью  $V_2$  на входе в диффузор имитирует надбандажную протечку в последней ступени ЦНД паровой турбины.

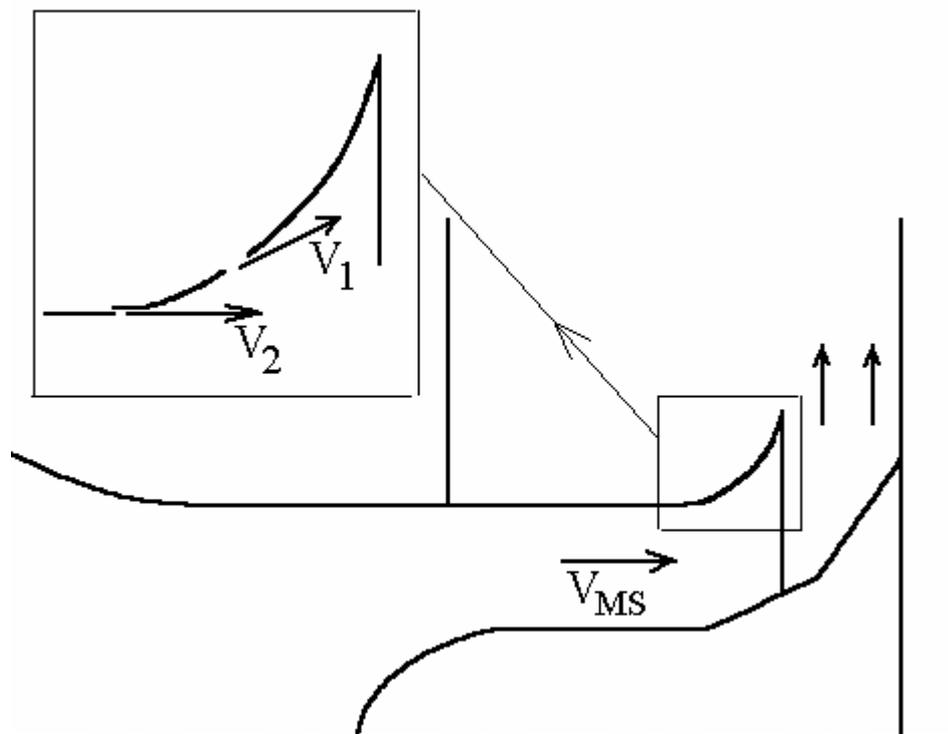


Рис. 12. Меридиональные обводы входного участка и осерадиального диффузора ЦКТИ с подачей управляющей ( $V_1$ ) и надбандажной ( $V_2$ ) струй в основной ( $V_{MS}$ ) поток

Варианты расчетов, соответствующие некоторым из экспериментально исследованных, приведены в таблице 2 ( $V_{MS}$  – среднерасходная скорость основного потока во входном сечении диффузора,  $(\overline{GV})$  – импульс струй). Первые три варианта отличаются между собой интенсивностью надбандажной струи. В вариантах 4 и 5 различную интенсивность имеет управляющая струя, надбандажная протечка отсутствует. В последнем варианте присутствуют обе струи, причем с высокой интенсивностью. Основной поток в первых пяти случаях практически одинаков, а в последнем - имеет несколько меньшую скорость. Течение сжимаемого газа в диффузоре полагалось осесимметричным, стационарные уравнения Навье-Стокса решались совместно с низкорейнольдсовой моделью турбулентности Спаларта-Алмараса. Сильно сгущенная к стенкам расчетная сетка состояла из 28000 узлов.

**Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по потерям давления в осерадальном диффузоре патрубка ЦНД паровой турбины**

Вариант	$V_{MS}$ (м/с)	$V_1$ (м/с)	$V_2$ (м/с)	$(\overline{GV})_1$	$(\overline{GV})_2$	$\zeta_{t \text{ эксп}}$	$\zeta_t$
1	30,3	0,0	0,0	0,000	0,000	0,92	0,79
2	30,4	0,0	16,8	0,000	0,003	1,03	0,95
3	30,1	0,0	95,8	0,000	0,092	0,58	0,42
4	30,3	15,4	0,0	0,004	0,000	0,89	0,86
5	30,4	77,2	0,0	0,100	0,000	0,57	0,39
6	26,6	68,9	88,1	0,102	0,098	0,46	0,42

Влияние струйного вдува на распределение радиальной скорости основного потока поперек выходного сечения диффузора иллюстрируется на рис. 13 (величина скорости отнесена к среднерасходной скорости во входном сечении). Отметим, что вдув слабой надбандажной струи (вариант 2) приводит к увеличению обратного течения на выходе из диффузора. Так же, хотя это менее выражено, слабая управляющая струя (вариант 4) ухудшает выходное поле. В случаях интенсивного выдува струй (варианты 3, 5 и 6) отрыв потока от наруж-

ной стенки диффузора подавляется и ярко выраженным становится ускорение потока в пристенной области. В таблице 2 сопоставлены экспериментальные и расчетные значения коэффициента потерь давления  $\zeta_t = (P_{0, \text{вх}} - P_{\text{вых}})/(P_{0, \text{вх}} - P_{\text{вх}})$ , ( $P$  - давление, осредненное по расходу; индексы: «0», «вх» и «вых» – полное, на входе и на выходе). Видно, что расчетные значения  $\zeta_t$  систематически меньше экспериментальных. При низких уровнях вдува отличие расчетных значений не превосходит 15%, а при высоких - достигает 30%. Для всех вариантов, кроме четвертого, расчеты в качественном отношении правильно предсказывают тенденции изменения коэффициента потерь.

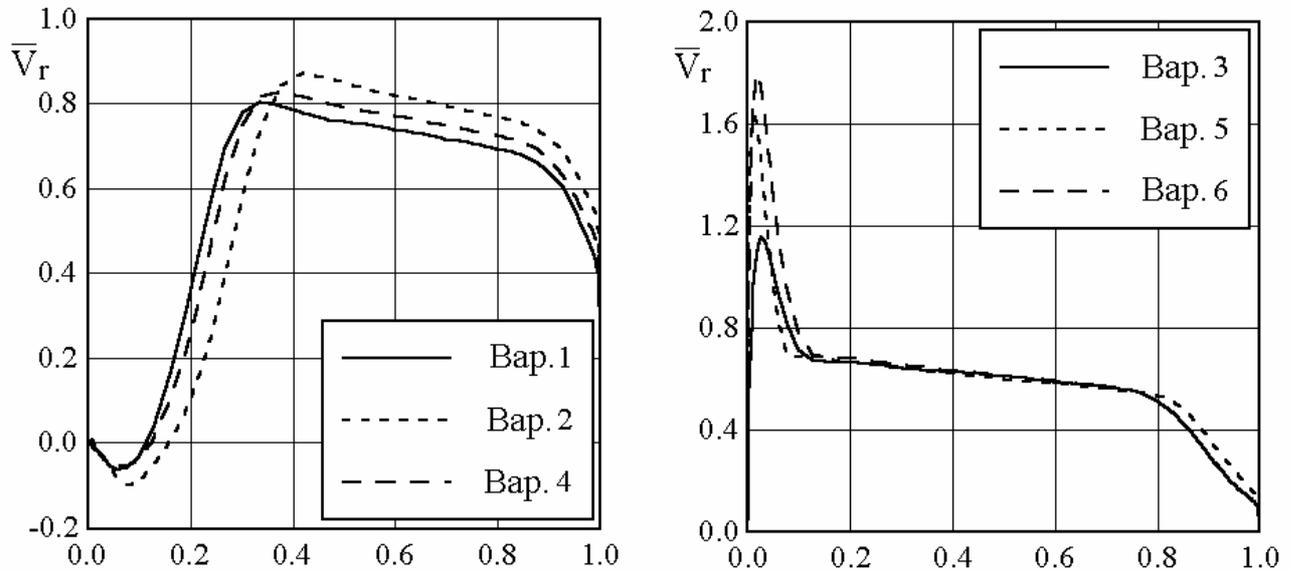


Рис. 13. Распределение нормированной радиальной скорости в выходном сечении диффузора: слева – варианты с нулевым и слабым вдувом, справа – варианты с интенсивным вдувом (абсцисса - осевые координаты выходного сечения, отнесенные к ширине сечения)

Следующий пример иллюстрирует эффективность использования метода численного моделирования при проектировании осерадиального диффузора, в котором управление отрывом осуществляется путем изменения геометрии и положения кольцевого дефлектора. Осерадиальный диффузор рассматривался в составе выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины мощностью 1000 Мвт. В лаборатории ЛМЗ выполнялась экспериментальная отработка модели патрубка, которая изображена на рис. 14. Опытным путем определялось изменение коэф-

коэффициента потерь энергии в патрубке

$$\zeta = \frac{1 - \left( P_{\text{ВЫХ}} / P_{0 \text{ ВХ}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left( P_{\text{ВХ}} / P_{0 \text{ ВХ}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

в зависимости от числа Маха потока во входном кольцевом канале (здесь индекс «вх» относится к полному и статическому давлению в ресивере перед моделью, а индекс «вых» - к давлению за патрубком в атмосфере). В ходе испытания нескольких вариантов конструкции патрубка наилучшие экспериментальные результаты были получены для патрубка с дефлектором в осерадиальном диффузоре и разделительной перегородкой в сборной камере. Форма экспериментального дефлектора в меридиональном сечении отличалась от той, которая показана на рис. 14. Результаты измерений изображены на рис. 15 сплошной линией. Видно, что при числах Маха, превышающих 0,55, коэффициент потерь резко увеличивается, что представляется неудовлетворительным, поскольку рабочему режиму патрубка отвечает значение числа Маха около 0,68.

С помощью метода численного моделирования была оптимизирована форма дефлектора для уменьшения потерь в патрубке при больших числах Маха. Расчетная сетка для модели патрубка (рис. 14) состояла из 240000 ячеек. Для описания трехмерного стационарного в среднем турбулентного течения газа использовались уравнения Навье-Стокса в совокупности со стандартной k-ε моделью турбулентности и набором модифицированных пристенных функций. Подробное изложение деталей и результатов расчета содержится в уже упоминавшейся ранее статье Е.М. Смирнова и Д.К. Зайцева, публикуемой в этом сборнике.

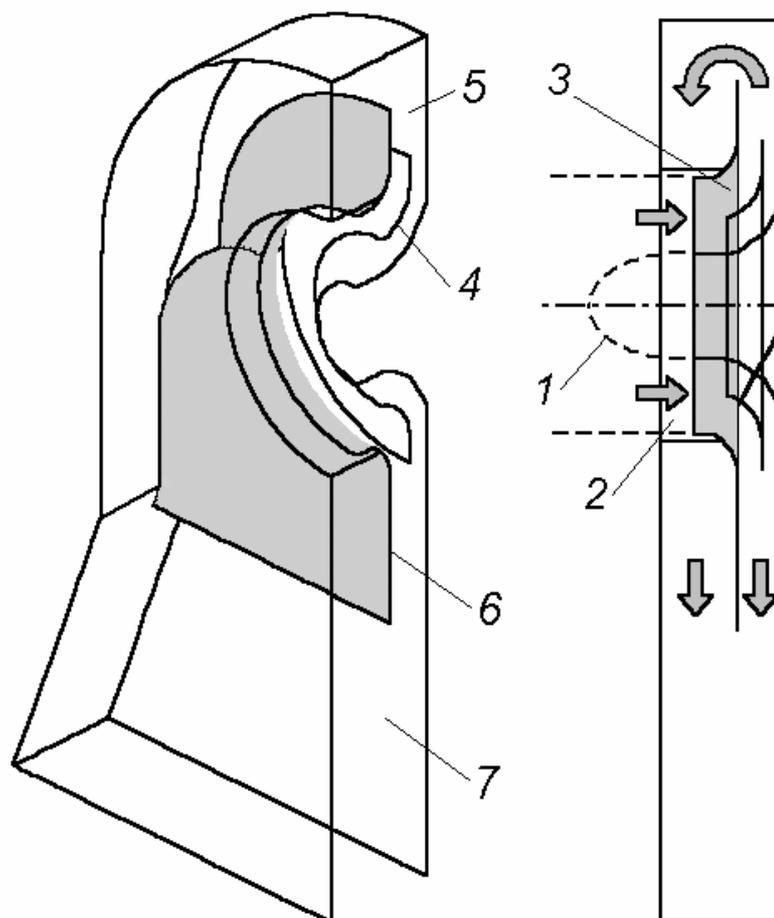


Рис. 14. Экспериментальная модель ЛМЗ выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины:  
 1 – обтекатель; 2 - входной кольцевой канал; 3 – осерадиальный диффузор; 4 - дефлектор; 5 – сборная камера;  
 6 – разделительная перегородка; 7 – выходной диффузор

Расчеты для модели, испытанной в лаборатории, дали значения коэффициента потерь, практически совпадающие с экспериментальными (рис. 15). Анализ результатов показал, что резкий рост потерь связан с поведением потока в канале между дефлектором и задней стенкой патрубка, который при достижении некоторой предельной разности давлений работает как сопло Лавалья на нерасчетном режиме. В результате в канале возникают интенсивные скачки уплотнения, а вытекающая из канала высокоскоростная струя эжектирует поток, покидающий соседний канал, который образован дефлектором и разделительной перегородкой. При этом ниже дефлектора образуется обширная зона сверхзвукового течения, характеризующаяся большими волновыми потерями, и коэффициент потерь резко возрастает. Нами была предложена другая форма де-

флектора (показана на рис. 14), формирующая по обе стороны от него слабо-диффузорные каналы с одинаковыми проходными площадями в смежных сечениях. В результате коэффициент потерь патрубка на номинальном режиме работы ( $M = 0,68$ ) резко снизился. Расчетное значение  $\zeta$  показано на рис. 15 ромбом. Снижение потерь связано с сильным уменьшением зоны сверхзвукового течения и уменьшением в ней средней и максимальной величин числа Маха.

*Регулирующий клапан (РК) цилиндра высокого давления паровой турбины* [27, 28]. К настоящему времени накоплен богатый опыт расчетно-экспериментальных исследований и конструкторских разработок РК, обладающих улучшенными характеристиками надежности при малых потерях давления. Однако опыт эксплуатации серийных конструкций все же указывает на их недостаточную надежность. Особенно неблагоприятно положение с РК мощных паровых турбин, которые имеют увеличенный диаметр чашки. Это диктует необходимость дальнейшего совершенствования РК путем тщательной отработки аэродинамических характеристик проточной части.

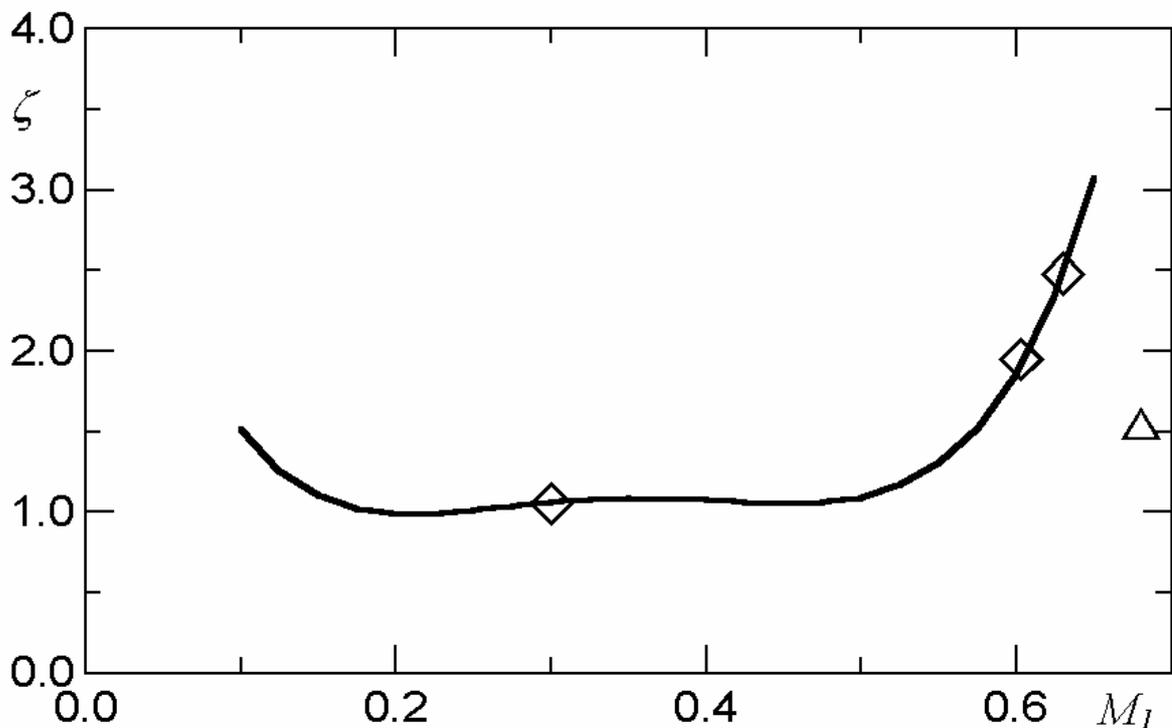


Рис. 15. Экспериментальные (сплошная линия) и рассчитанные (символы) значения коэффициента потерь энергии в зависимости от числа Маха на входе в модель патрубка:  $\diamond$  - исходный вариант конструк-

ции дефлектора, - вариант конструкции дефлектора, предложенный в ходе расчетного исследования

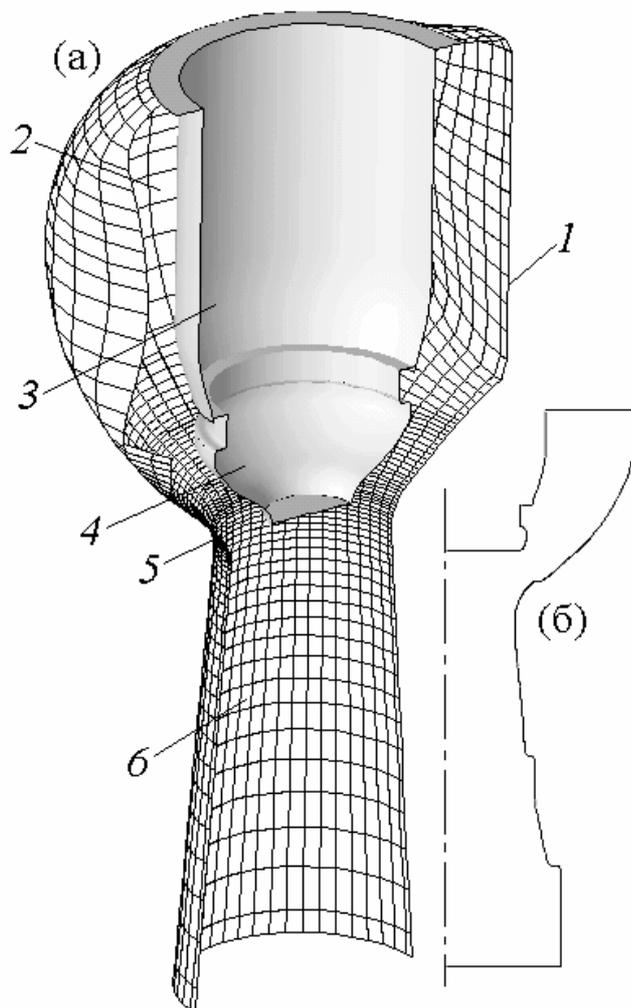


Рис. 16. Схемы проточных частей регулирующего клапана высокого давления паровой турбины: (а) – пространственный вид клапана с тарелкой улучшенной конструкции, 1 – вход в клапанную коробку, 2 – клапанная коробка, 3 – шток, 4 – тарелка, 5 – седло, 6 – выходной диффузор; (б) – меридиональный обвод клапана с тарелкой исходной конструкции

Вплоть до настоящего времени отечественный опыт аэродинамического совершенствование РК базируется на многочисленных экспериментальных данных, полученных при продувках моделей на воздушных стендах. Вместе с тем опыт ведущих мировых турбостроительных фирм [29] свидетельствует, что современные методы численного моделирования пространственных течений позволяют с необходимой точностью определять аэродинамические характери-

стики новых типов проточных частей РК расчетным путем. В работах [27, 28] подробно излагаются результаты численного моделирования течения в РК конструкции ЛМЗ и в клапане модифицированной конструкции [30], характеристики которых были подробно исследованы на лабораторном стенде. Отличительная особенность модифицированной конструкции состоит в том, что проточная часть РК (рис. 16,а) на участке от посадочного диаметра чашки до ее дна имеет форму плавного конфузора со степенью сужения, равной 0,75 при полном открытии клапана. В исходной конструкции (рис. 16,б) чашка имеет тарельчатую форму, а седло - посадочную выемку. В диффузорной части клапанного канала расположены два обратных уступа.

В среднем стационарное турбулентное течение вязкого совершенного газа описывалось уравнениями Навье-Стокса и энергии. Турбулентные напряжения моделировались с помощью  $k-\varepsilon$  модели турбулентности. При постановке граничных условий использовался метод пристенных функций. Область течения, зеркально симметричная относительно срединной плоскости подводящего патрубка, покрывалась расчетной сеткой из 80000 ячеек. Также численно моделировалось упрощенное осесимметричное течение в конфузоре, образованном чашкой и наружной стенкой клапана, совместно с течением в выходном диффузоре. При этом предполагалось, что картина потока в подводящем патрубке и в клапанной коробке не влияет на работу клапана. В пространственной и осесимметричной постановках рассмотрены два примера конструкции клапана - исходная (вариант III) и модифицированная (варианты I и II), - и два случая, соответствующие полному ( $h/D_n = 0,3$ , варианты I) и частичному ( $h/D_n = 0,21$ , вариант II) подъему клапана модифицированной конструкции. Сводка значений режимных и геометрических параметров приведена в таблице 3.

**Геометрические и режимные параметры, характеризующие течение в регулирующем клапане ЦВД паровой турбины**

Вариант проточной части	I	II	III
-------------------------	---	----	-----

Подъем клапана $h/D_n$ ( $D_n$ – посадочный диаметр)	0,3	0,21	0,3
Расход $G/G^*$ ( $G^*$ - критический расход)	0,485	0,344	0,485
Число Маха во входном патрубке	0,127	0,090	0,127
Масштаб скорости: среднерасходная скорость, пересчитанная на посадочный диаметр, м/с	95,7	67,9	95,7
Потери давления $\Delta P/P_{вх}$ , %			
- данные измерений	2,0	2,0	3,8
- трехмерный расчет	2,3	2,3	---
- осесимметричный расчет	2,1	2,1	4,0

В настоящей статье данные о локальных характеристиках приводятся только для трехмерного течения в клапане с улучшенной проточной частью в положении полного открытия (вариант I). На рис. 17 показаны распределения значений числа Маха и полного давления в плоскости симметрии проточной части. (Поток входит в клапанную коробку справа.) Видно, что паровая коробка не обеспечивает равномерного подвода воздуха к клапану. Скорость потока в зазоре между клапаном и седлом со стороны подводящего патрубка заметно выше и, соответственно, сильнее разрежение. Это приводит к значительной величине боковой силы, действующей на клапан, а также к деформации отрывной зоны за клапаном и смещению низкоскоростного следа направо, в сторону подводящего патрубка. Закрутка потока, вызванная обтеканием центрального тела в паровой коробке, в сочетании с дефектом скорости за центральным телом приводит к образованию в диффузоре за клапаном пары интенсивных продольно ориентированных вихревых жгутов. На рис. 18 показано, что в сечении А максимальная поперечная скорость достигает 40% среднерасходной скорости; в сечении Б она снижается до 25% (положения сечений отмечены на рис. 16,а). Вблизи плоскости симметрии существует интенсивное поперечное течение, направленное в сторону входного патрубка, что согласуется с отмеченным на рис. 17 смещением низкоскоростного следа за клапаном. Можно предположить, что в реальности вихревые жгуты совершают интенсивные перемещения в на-

правления, поперечном к плоскости геометрической симметрии, вызывая среди прочего и низкочастотные изменения в поле давлений, действующих на клапан, т.е. являются одной из причин вибрации РК.

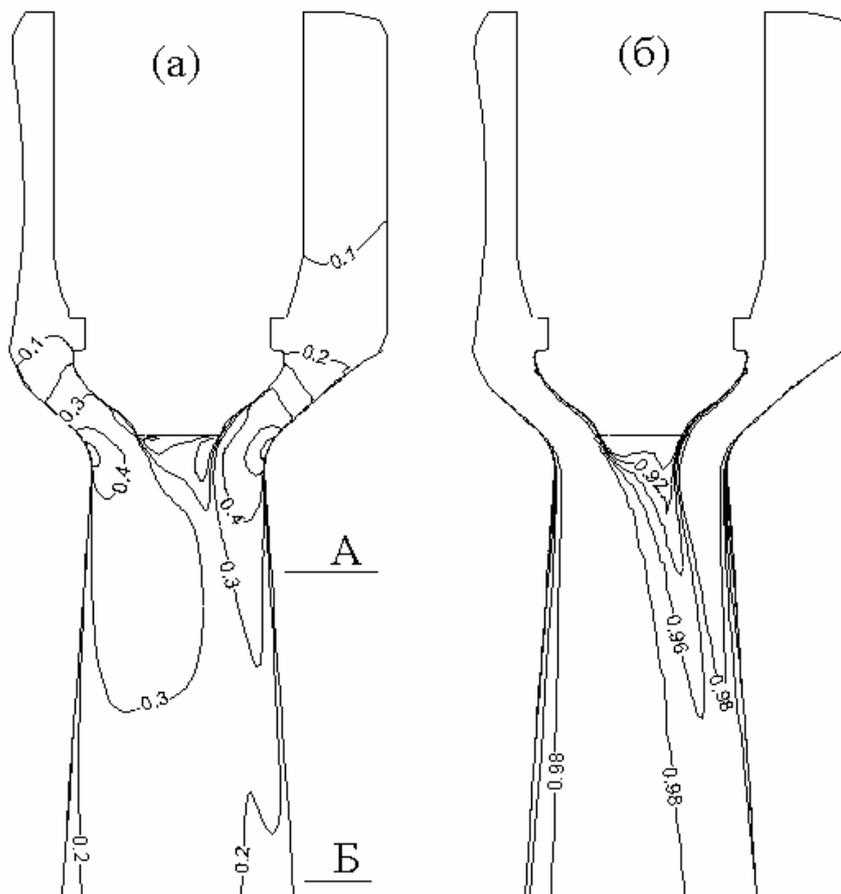


Рис. 17. Изолинии числа Маха (а) и полного давления (б) в плоскости симметрии клапана (данные расчета для варианта I)

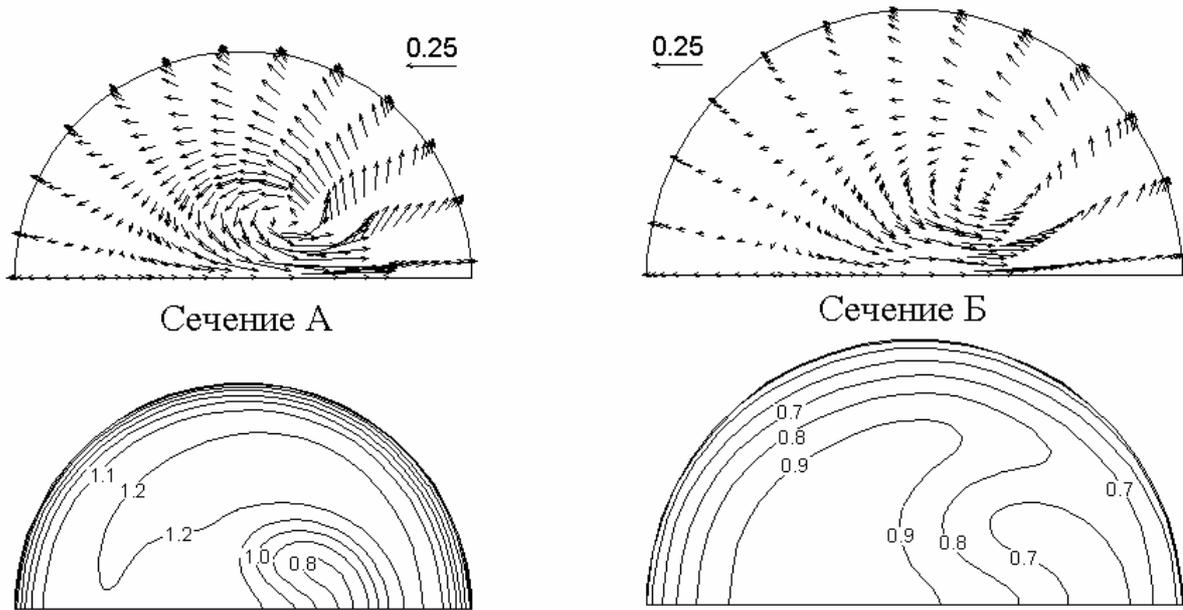


Рис. 18. Векторы скорости вторичного течения и изолинии полной скорости в двух сечениях (см. рис. 17) выходного диффузора (данные расчета для варианта I)

В таблице 3 содержатся экспериментальные и рассчитанные данные о суммарных (на участке между входом в клапанную коробку и выходом из диффузора) потерях давления. Можно отметить, что расчет как в осесимметричной, так и в трехмерной постановках удовлетворительно воспроизводит результаты измерений.

### Заключение

Рассмотренные примеры свидетельствуют о высокой степени достоверности предсказания локальных и интегральных характеристик течения и теплообмена в проточных частях турбомашин, достигнутой путем численного моделирования. В целом, численное моделирование уже позволяет существенно дополнить данные лабораторного и полупромышленного эксперимента. Анализ большого объема численной информации способствует быстрому и осмысленному отбору оптимальных геометрических и режимных вариантов.

Истекшие десять лет характеризовались стремительным ростом производительности персональных компьютеров и появлением легкодоступных многопроцессорных вычислительных систем (кластеров) для проведения параллель-

ных вычислений. Реальная скорость решения задач за это время возросла на три-четыре порядка, что предоставляет возможность решения в ближайшем будущем еще более сложных задач, относящихся к рабочим процессам в турбомашинах.

Известно, что турбулентные течения в турбомашинах зачастую сопровождаются нестационарными явлениями, временные и пространственные масштабы которых значительно превосходят интегральные масштабы турбулентности. Такие явления возникают в отрывных течениях и при взаимодействии потоков в направляющих и рабочих лопатках. Для адекватного моделирования подобного рода течений при реальных значениях числа Рейнольдса требуются весьма развитые вычислительные модели. Здесь определенные надежды связываются нами с применением метода моделирования отсоединенных вихрей, освещаемого в данном сборнике в статье М.Х. Стрельца и др.