

Для выбранного варианта диффузора коэффициент потерь полного давления на тракте от выхлопа верхней части ступени СД до входа в ресиверы составил  $\xi_{\text{ПД}} \approx 0,81$ , что почти в 2 раза ниже, чем в исходном варианте. При этом аэродинамические и энергетические характеристики ступеней СД, НД1 не изменились, а потери полного давления от ступени СД до ступени НД1 снизились на 15%.

### Заключение

На примере турбины К-325-23,5 поставлена и решена задача о совершенствовании газодинамических и энергетических характеристик выходного отсека ЦСД мощной паровой турбины. Показана целесообразность применения предложенных мероприятий по модернизации отсека.

### Литература

1. Солодов В. Г. Численный анализ аэродинамических и энергетических характеристик отсека «ЦСД–ЦНД-I» паровой турбины К-325-23,5 / В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов, В. Г. Субботин, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, В. А. Конев // Пробл. машиностроения. – 2009. – 12, № 6. – С. 3–8.
2. Solodov V. G. Nonstationary 3D Numerical Model of Last Turbine Stage-Exhaust Hood Aerodynamical Interaction / V. G. Solodov, V. I Gnesin // VDI Berichte – 1995. – № 1185, – P. 359–370.
3. Солодов В. Г. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*<sup>®</sup> для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. – УГААСП. – № 5921. – 07.16.02.
4. Starodubtsev Yu. V. Numerical 3D Model of Viscous Turbulent Flow in One Stage Gas Turbine and Its Experimental Validation / Yu. V. Starodubtsev, I. G. Gogolev, V. G. Solodov // J. Thermal Sci. – 2005. – 14, № 2. – P. 136–141.
5. *Аэродинамические* характеристики ступеней тепловых турбин / Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 262 с.
6. Мигай В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин / В. К. Мигай, Э. И. Гудков – Л.: Машиностроение, 1981. – 272 с.

Поступила в редакцию  
25.09.09

УДК 621.224

**П. Н. Сухоробрый\***, канд. техн. наук

**С. А. Коваль\***

**В. Г. Неня\*\***, канд. техн. наук

**А. Н. Кочевский\*\***, канд. техн. наук

\* Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua)

\*\* Сумский государственный университет  
(E-mail:alkochevsky@mail.ru)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

*Рассмотрены результаты расчетного исследования пространственного течения вязкой жидкости в спиральных камерах обратимой гидромашины, рассчитанных по законам:  $V_u r = \text{const}$  и  $V_u = \text{const}$ . Расчеты выполнены с помощью программного комплекса FlowVision в турбинном и насосном режимах работы. В насосном режиме расчеты проведены при различных значениях подачи и угла потока на входе в спираль. Выполнен анализ структуры потока и особенностей течения в двух спиральных камерах.*

*Розглянуті результати розрахункового дослідження просторової течії в'язкої рідини в спіральних камерах оборотної гідромашини, які розраховані за законами:  $V_u r = \text{const}$  та  $V_u = \text{const}$ . Розрахунки виконано за допомогою програмного комплексу FlowVision в турбінному і насосному режимах роботи. У насосному режимі розрахунки проведені за різних значень подачі і кута потоку на вході в спіраль. Виконано аналіз структури потоку і особливостей течії в двох спіральних камерах.*

## 1. Введение

Спиральная камера в обратимых гидромашинах при турбинном режиме работы предназначена создать равномерный, с необходимой циркуляцией поток перед рабочим колесом, обеспечивая при этом равномерное поле скоростей как по высоте канала, так и по углу охвата спирали, а также допустимый уровень потерь энергии. Поток, сформированный спиральной камерой, в значительной степени определяет структуру потока и потери энергии в статоре, направляющем аппарате (н. а.) и рабочем колесе (р. к.). Угол потока, формируемый спиральной камерой, зависит от метода расчета и ее размеров.

В насосном режиме спиральная камера обеспечивает равномерный отвод воды от р. к., уменьшает момент скорости и частично преобразует кинетическую энергию потока в энергию давления.

В настоящее время в практике гидромашиностроения при проектировании спиральных камер применяются методы, основанные на допущении о постоянстве момента скорости в любой точке спирали ( $V_u r = \text{const}$ ) или постоянства средней скорости ( $V_u = \text{const}$ ). Реже, для высоконапорных гидромашин, применяется расчет из условия убывания  $V_u$  вдоль спирального канала. Наибольшее теоретическое обоснование имеет расчет по закону  $V_u r = \text{const}$ , полученный из общих уравнений движения идеальной жидкости в предположении, что течение в спирали потенциальное. Два других закона получены из практики и основаны на результатах экспериментальных исследований гидромашин.

В гидротурбинах большинство спиральных камер рассчитано по закону  $V_u r = \text{const}$ , но применение спиральных камер, рассчитанных по закону  $V_u = \text{const}$ , по данным [1] не ухудшает энергетических показателей гидротурбин, а в некоторых случаях и превосходит их. В лучших центробежных насосах спиральные отводы рассчитаны по закону  $V_u = \text{const}$  [2].

В обратимых гидромашинах при одинаковом напоре и частоте вращения, из-за потерь энергии в проточной части, угол потока, создаваемый спиральной камерой в турбинном режиме, больше угла потока, входящего в спираль в оптимуме насосного режима [3]. Это приводит к тому, что размеры спиральной камеры, оптимально удовлетворяющие требованиям турбинного и насосного режимов, будут разными. Решетки н. а. и статора в насосном режиме могут изменить циркуляцию и согласовать угол потока, выходящего из рабочего колеса и входящего в спиральную камеру, однако это приводит к дополнительным потерям энергии.

Указанные выше методы расчета спиральных камер, основанные на допущениях о потенциальном течении идеальной жидкости, не позволяют рассчитать реальные характеристики потока, необходимые для рационального проектирования последующих элементов проточной части. В последнее время созданы комплексы программ, позволяющие с применением современных численных методов рассчитывать трехмерное вязкое течение жидкости в каналах гидромашин [4]. В результате расчета по этим программам можно получить поля скорости и давления, а также осредненные характеристики скорости, угла потока и потери энергии в элементах проточной части.

Одной из таких программ, позволяющей моделировать вязкое трехмерное стационарное течение несжимаемой жидкости в каналах гидромашин, является программный комплекс FlowVision [5, 6]. Для решения уравнений гидродинамики используется конечно-объемный метод с прямоугольной сеткой и локальным измельчением. Геометрия расчетной области создается в SolidWorks и импортируется в программу. Комплекс FlowVision имеет

удобный интерфейс, позволяющий выполнить автоматическую генерацию расчетной сетки, выбрать математическую модель течения и задать граничные условия.

В данной работе представлены результаты расчетного исследования течения жидкости в двух спиральных камерах обратимой гидромашинной средней быстроходности на напор до 200 м при ее работе в турбинном и насосном режимах. Спиральная камера № 1 была рассчитана по закону  $V_u \cdot r = \text{const}$ , а № 2 – по закону  $V_u = \text{const}$ .

Расчетное исследование выполнено совместно сотрудниками ИПМаш НАН Украины и кафедры прикладной гидроаэромеханики СумГУ, имеющими лицензию на данный программный продукт.

## 2. Математическая модель течения

При расчете пространственного турбулентного течения несжимаемой жидкости в спиральной камере основными уравнениями математической модели является система уравнений, состоящая из уравнения неразрывности, осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса и уравнения энергии. Для замыкания этой системы уравнений применена двухпараметрическая  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности [7]. Связь между тензором турбулентных напряжений и осредненными параметрами потока устанавливается на основе модели турбулентной вязкости Буссинеска. Полностью уравнения математической модели приведены в [8]. Для численного решения уравнений гидродинамики используется конечно-объемный метод с прямоугольной сеткой и локальным измельчением. При аппроксимации криволинейных границ расчетной области на прямоугольной сетке используется метод подсеточного разрешения геометрии.

## 3. Результаты расчетного исследования течения в спиральной камере

Исследование течения жидкости выполнено в двух спиральных камерах, отличающихся методом расчета меридиональных сечений: спиральная камера №1 была рассчитана по закону  $V_u \cdot r = \text{const}$ , а № 2 – по закону  $V_u = \text{const}$ . Обе имели одинаковое значение диаметра во входном сечении, а значит, одинаковый скоростной коэффициент  $K = 0,95$ , круглые меридиональные сечения и угол охвата в плане  $\varphi_{\text{сп}} = 360^\circ$ . Высота проточной части в области н. а.  $b_0 = 0,108D_1$ , а в области входных кромок статорных колонн  $b_1 = 0,216D_1$ . Применение закона  $V_u = \text{const}$  обеспечивает спиральной камере № 2 большие размеры меридиональных сечений по углу охвата спирали, особенно в области зуба спирали, по сравнению с № 1.

Расчетное исследование течения выполнялось в спиральной камере обратимой гидромашинной, имеющей диаметр рабочего колеса  $D_1 = 1$  м и напор  $H = 1$  м при турбинном и насосном режимах работы.

Результаты расчета в спиральной камере № 1 сравнивались с экспериментальными измерениями потока пятиканальными шаровыми зондами в геометрически подобной спиральной камере, выполненными в ИПМаш НАН Украины на гидродинамическом стенде в модельном блоке обратимой гидромашинной с диаметром р. к.  $D_1 = 0,35$  м [8, 9].

## 4. Турбинный режим

В турбинном режиме расчеты выполнены при значении приведенного расхода  $Q_I' = 314,3$  л/с. Результаты расчетных исследований течения в спиральных камерах № 1 и № 2 в виде изолиний полной скорости  $V$  в плоскости симметрии представлены на рис. 1.

Поля скорости  $V$  и её составляющих: окружной  $V_u$ , радиальной  $V_r$ , осевой  $V_z$  и меридиональной  $V_m = V_r + V_z$  в меридиональном сечении  $\varphi_{\text{сп}} = 180^\circ$  для спирали № 1 показаны на рис. 2, а, и для спирали № 2 – на рис. 3. Изменение характеристик потока по высоте канала в области входных кромок колонн статора ( $b_1 = 0,216D_1$ ) для спиральной камеры № 1 приведены на рис. 2, б.

Результаты расчетных исследований показывают, что течение жидкости в спиральной камере является пространственным. Значения полной скорости  $V$  и её окружной составляющей  $V_u$  имеют большие значения в области колонн статора, а с увеличением радиуса уменьшаются. Аналогично и расходная составляющая  $V_r$  большие значения принимает в об-

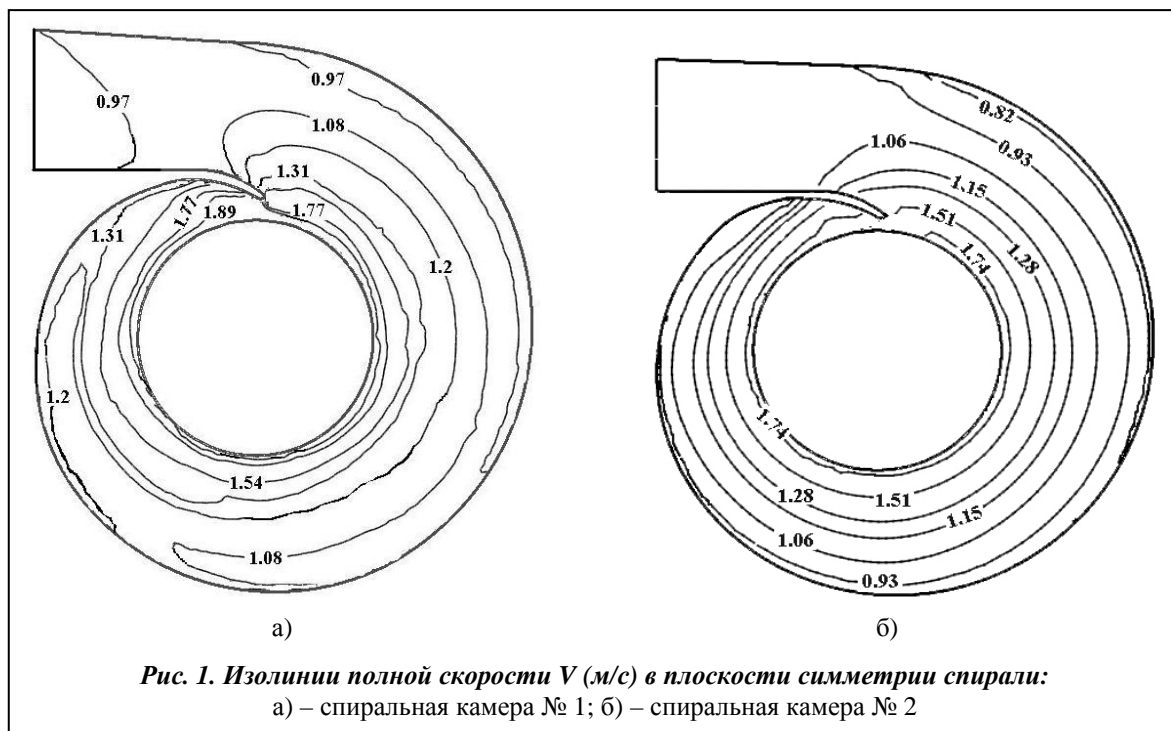
ласти колонн статора и уменьшается при увеличении радиуса. По высоте канала спирали наибольшие значения  $V$  и  $V_u$  получены в средней части сечения, а у стенок их значения уменьшаются на 10÷15%. Расходная составляющая скорости  $V_r$  в средней части сечения имеет наименьшие значения, а у стенок и в области колонн статора увеличивается.

В меридиональных сечениях, уже начиная с  $\varphi_{сп} = 45^\circ$ , имеет место вторичное вихревое течение в виде симметричного парного вихря, вызванное поворотом в спиральной камере потока вязкой жидкости. Вторичное вихревое течение получено на большей части угла охвата спирали, но в секторе  $\varphi_{сп} = 45-180^\circ$  в меридиональных сечениях имеют место области с отрицательными значениями радиальной (расходной)  $V_r$  составляющей скорости (рис. 2, а). Вторичные течения в виде парного вихря получены и при зондировании потока, однако вихрь не симметричен относительно оси симметрии спирали [9].

Отличительной особенностью потока в спиральной камере № 2 от № 1 является более равномерное течение в секторе  $\varphi_{сп} > 180^\circ$ , особенно в области зуба спирали (рис. 1, 2). Это объясняется тем, что спиральная камера № 2, рассчитанная по закону  $V_u = \text{const}$ , имеет большие геометрические размеры сечений, чем спиральная камера № 1, особенно в области зуба спирали.

Наличие вторичного течения в спиральной камере приводит к неравномерности значений скорости, ее составляющих и угла потока перед колоннами статора как по высоте канала (рис. 2, б), так и по углу охвата спирали (рис. 4). По высоте канала угол потока изменяется до  $7^\circ$ , меньшие значения получены в средней части канала, а у стенок угол увеличивается. По углу охвата спирали во входном сечении для обеих спиральных камер получены наибольшие значения угла потока. На участке спирали до  $\varphi_{сп} = 120^\circ$  угол  $\alpha_{сп}$  уменьшается, а затем плавно возрастает, приближаясь к зубу. Для спиральной камеры № 2 увеличения угла потока в области зуба больше, чем у камеры № 1, что связано с большими размерами камеры № 2.

Таким образом, в турбинном режиме работы статор, являющийся плоской круговой решеткой, обтекается с переменными по высоте колонны углом атаки и значением скорости потока, что приводит к дополнительным потерям энергии.



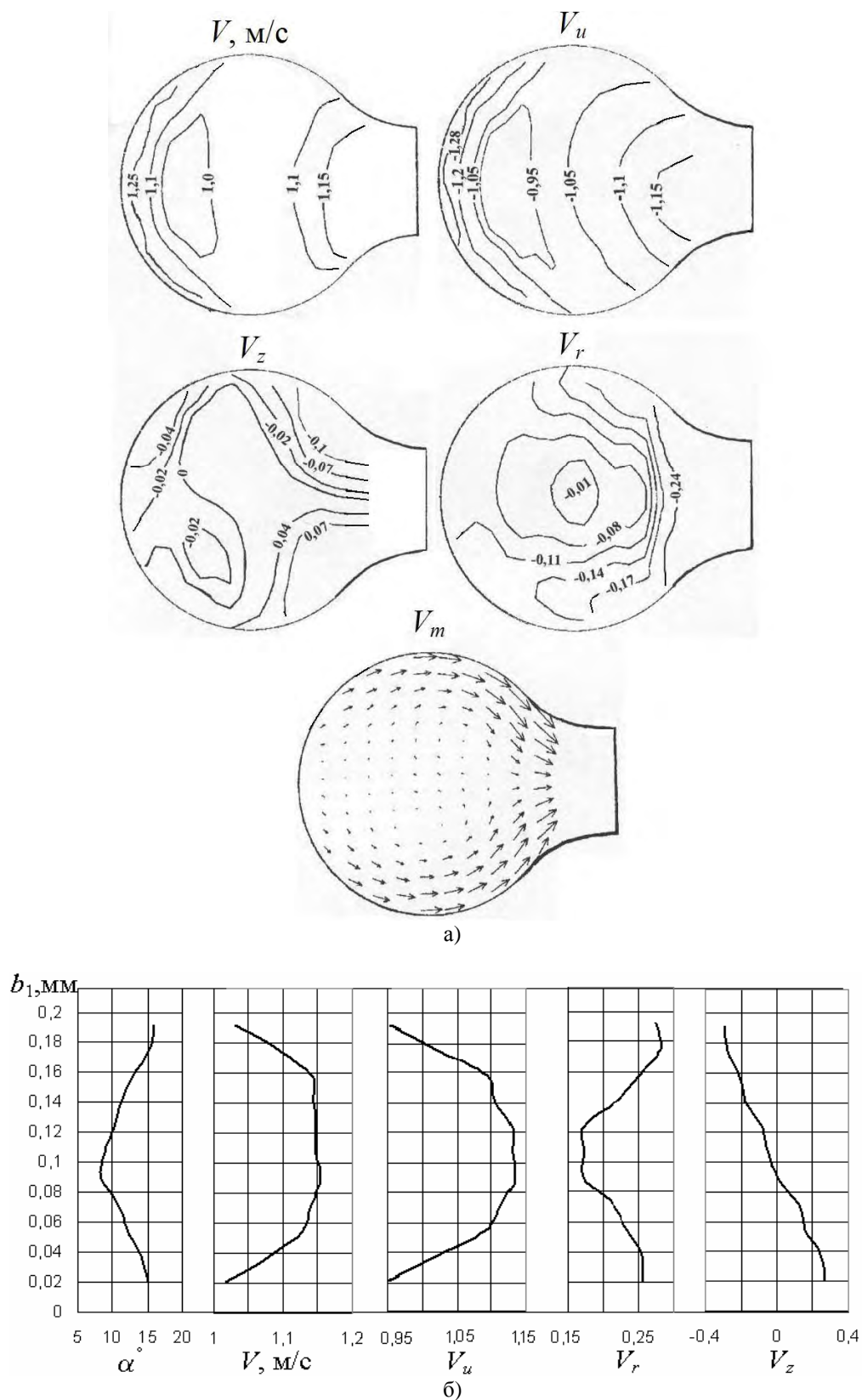


Рис. 2. Структура потока в спиральной камере № 1:

а) – поля скорости в сечении  $\varphi_{\text{сп}} = 180^\circ$ ; б) – в области входных кромок колонн статора

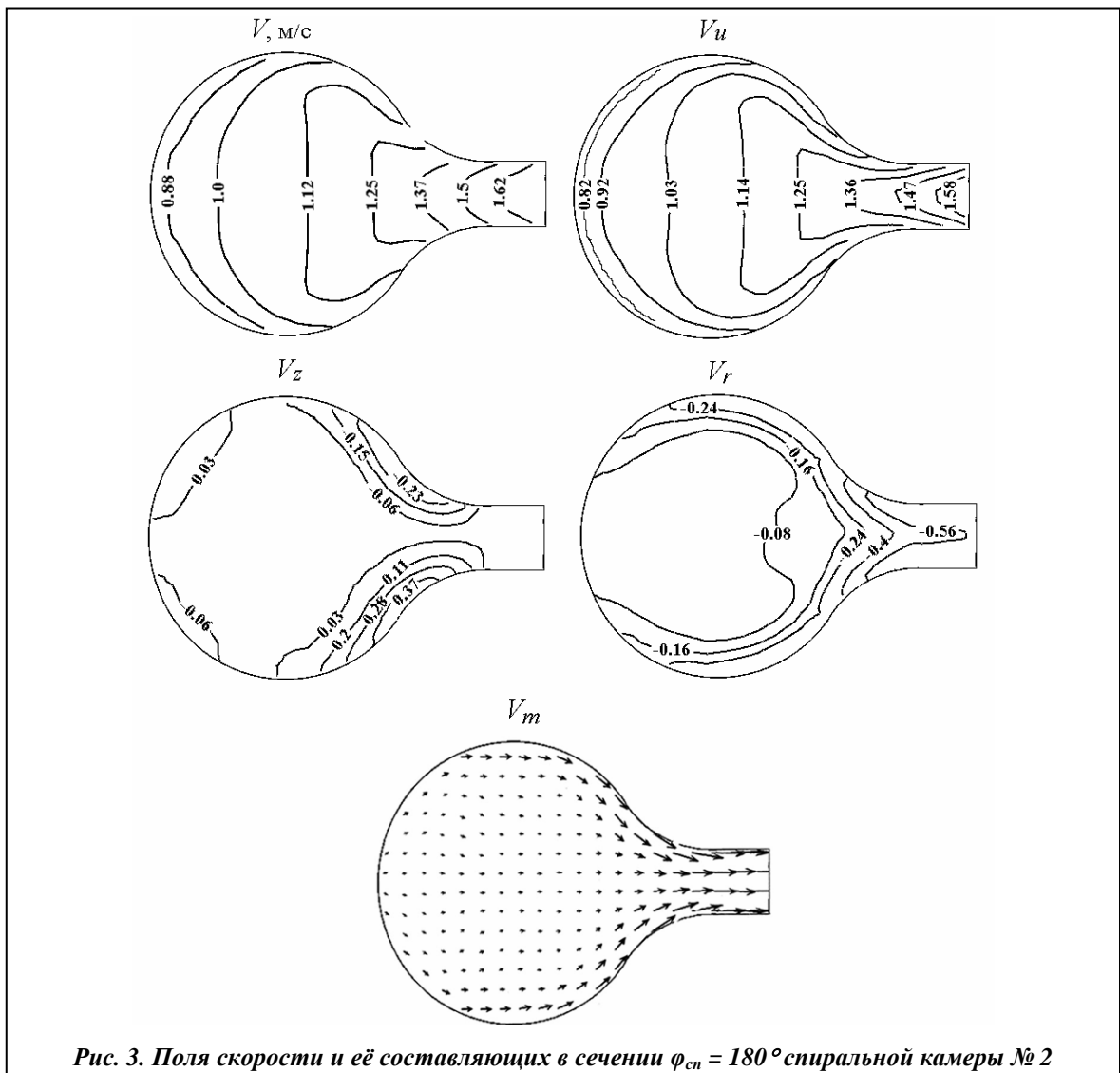


Рис. 3. Поля скорости и её составляющих в сечении  $\varphi_{сн} = 180^\circ$  спиральной камеры № 2

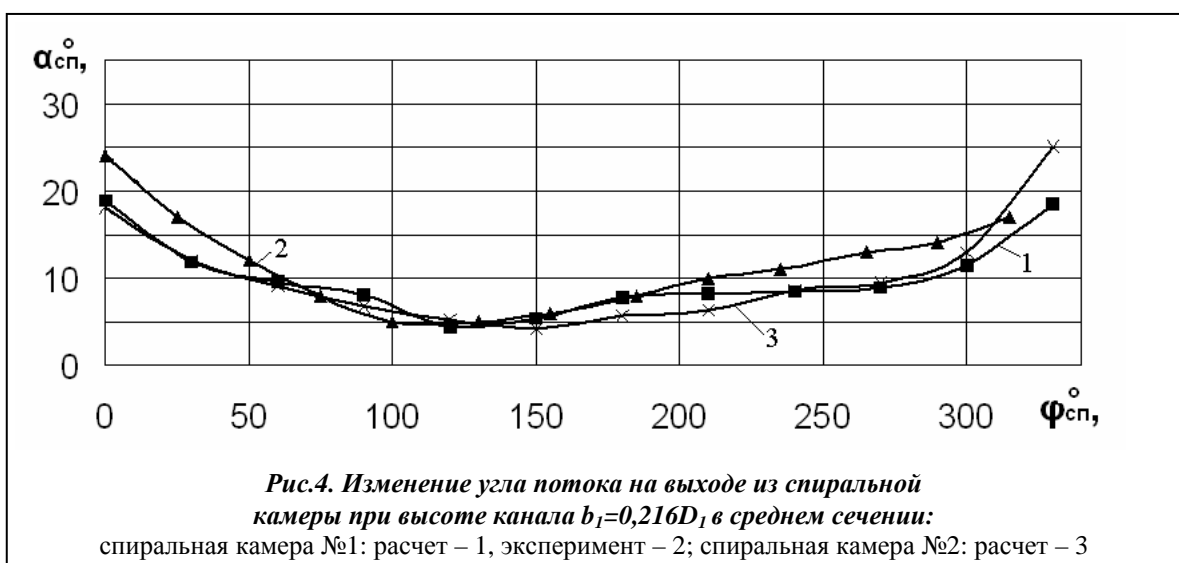
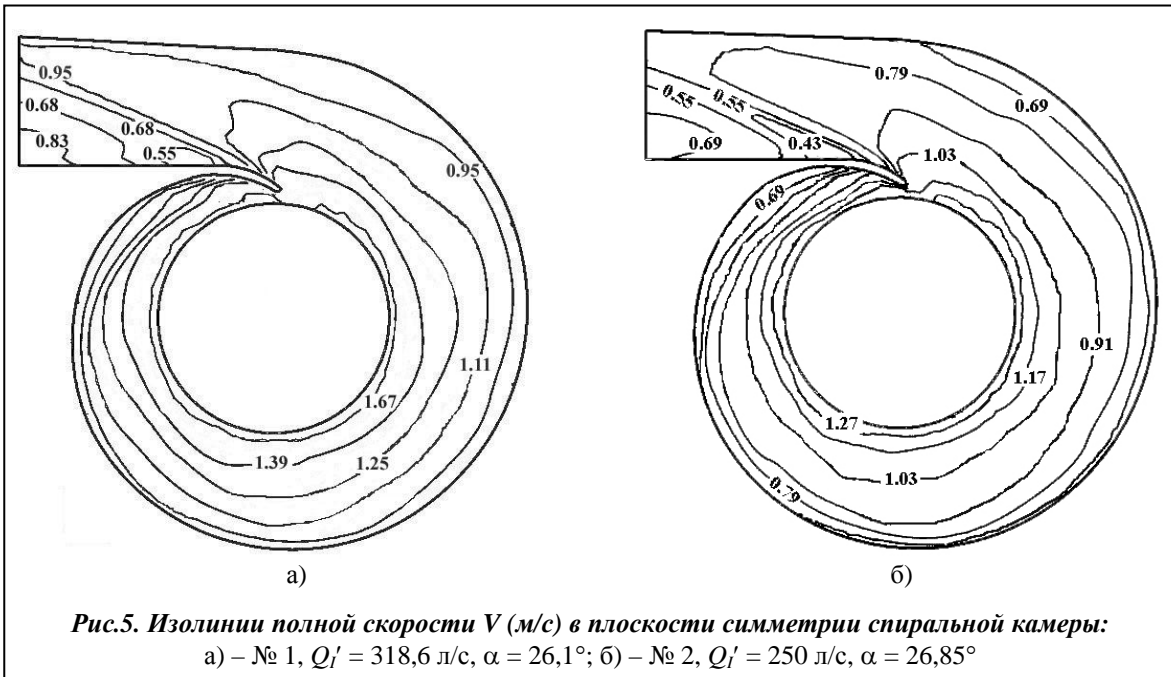


Рис.4. Изменение угла потока на выходе из спиральной камеры при высоте канала  $b_1=0,216D_1$  в среднем сечении: спиральная камера №1: расчет – 1, эксперимент – 2; спиральная камера №2: расчет – 3



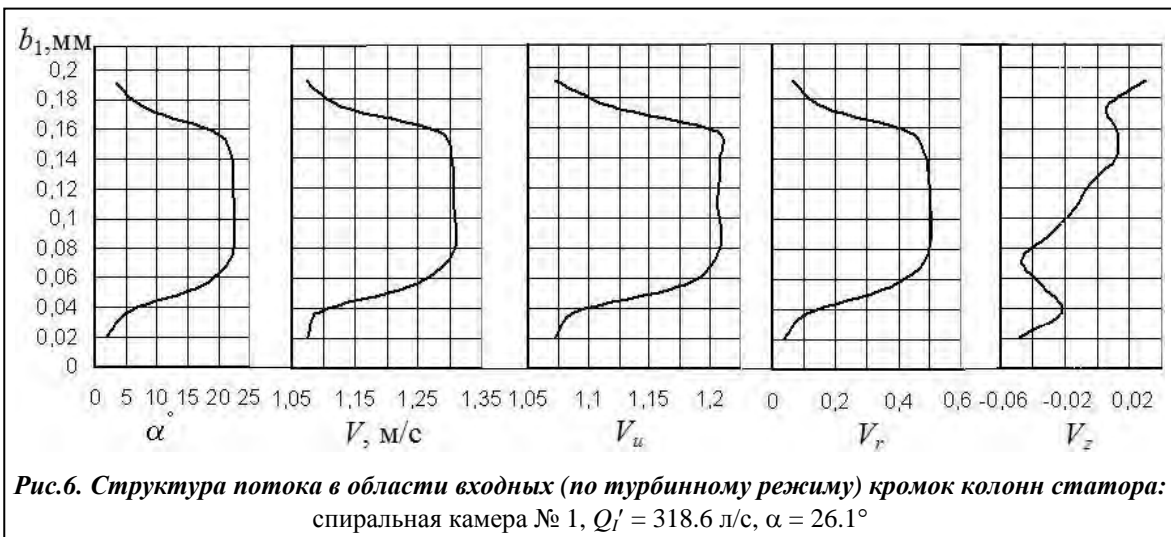
**5. Насосный режим**

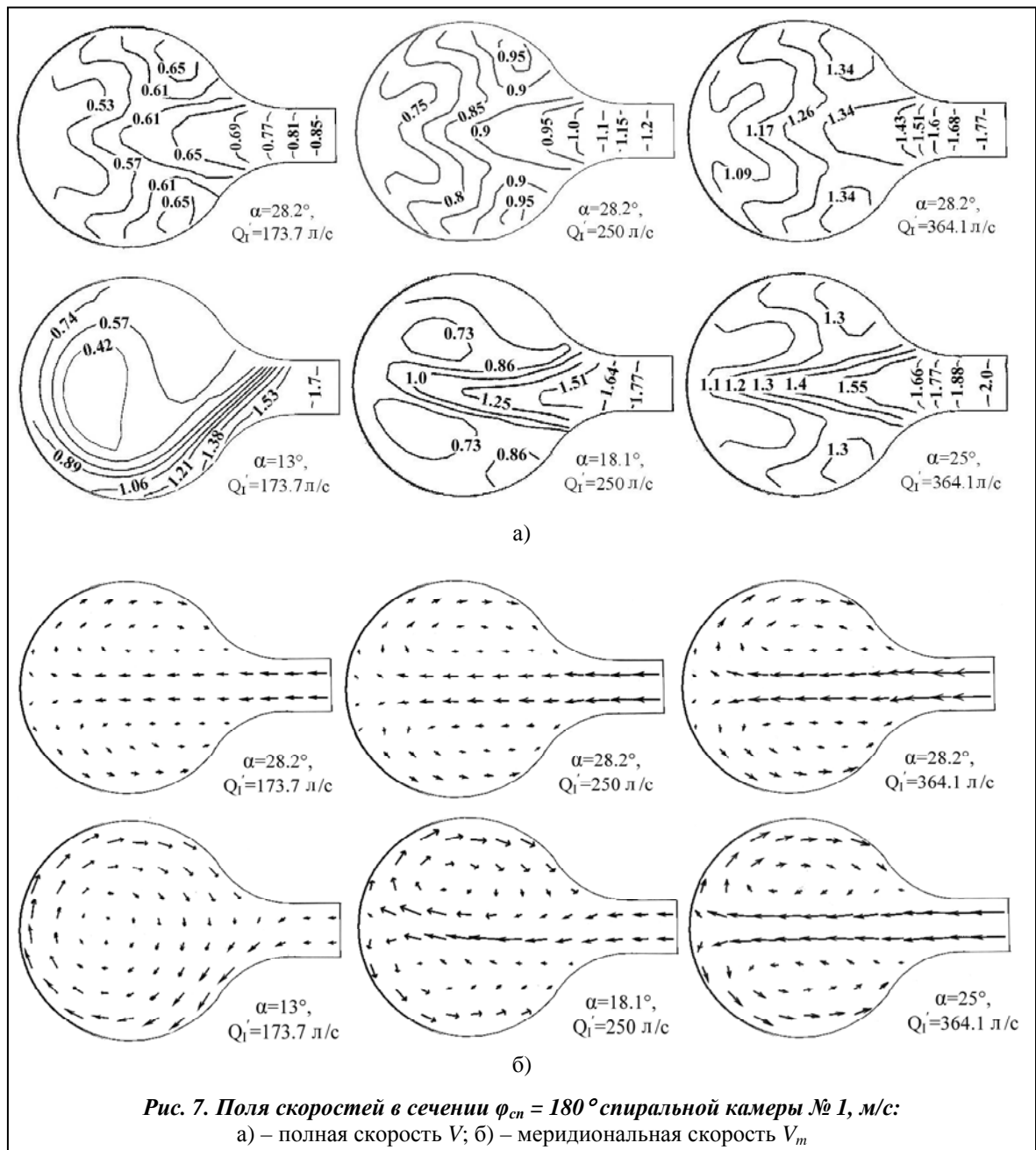
В насосном режиме работы структура потока в спиральной камере зависит от размеров меридиональных сечений, скорости  $V$  и угла потока  $\alpha$  на входе, который определяется подачей и открытием направляющего аппарата.

Расчетное исследование течения выполнено в спиральных камерах без учета решетки статора. При расчетах задавалась расходная скорость  $V_r$  в цилиндрическом сечении с радиусом  $r = 0,6$  м и закрутка потока, характеризуемая углом потока  $\alpha$  на входе в спираль.

Расчеты течения в спиральной камере № 1 выполнены для шести режимов работы, отличающихся значениями приведенного расхода и угла потока на входе. Соотношение значений расхода и угла потока получено по результатам экспериментальных измерений потока. Для спиральной камеры №2 расчеты проведены при  $Q_2' = 250$  л/с и трех значениях угла потока на входе в спираль  $\alpha = 18,1; 26,85; 35^\circ$ .

Результаты расчетных исследований течения в спиральных камерах в виде изолиний полной скорости для плоскости симметрии представлены на рис. 5. Полная скорость  $V$  больше на входе в спираль, а с увеличением радиуса значения скорости уменьшаются (рис. 5). Наименьшие её значения получены в выходном патрубке. Получено также локальное сни-



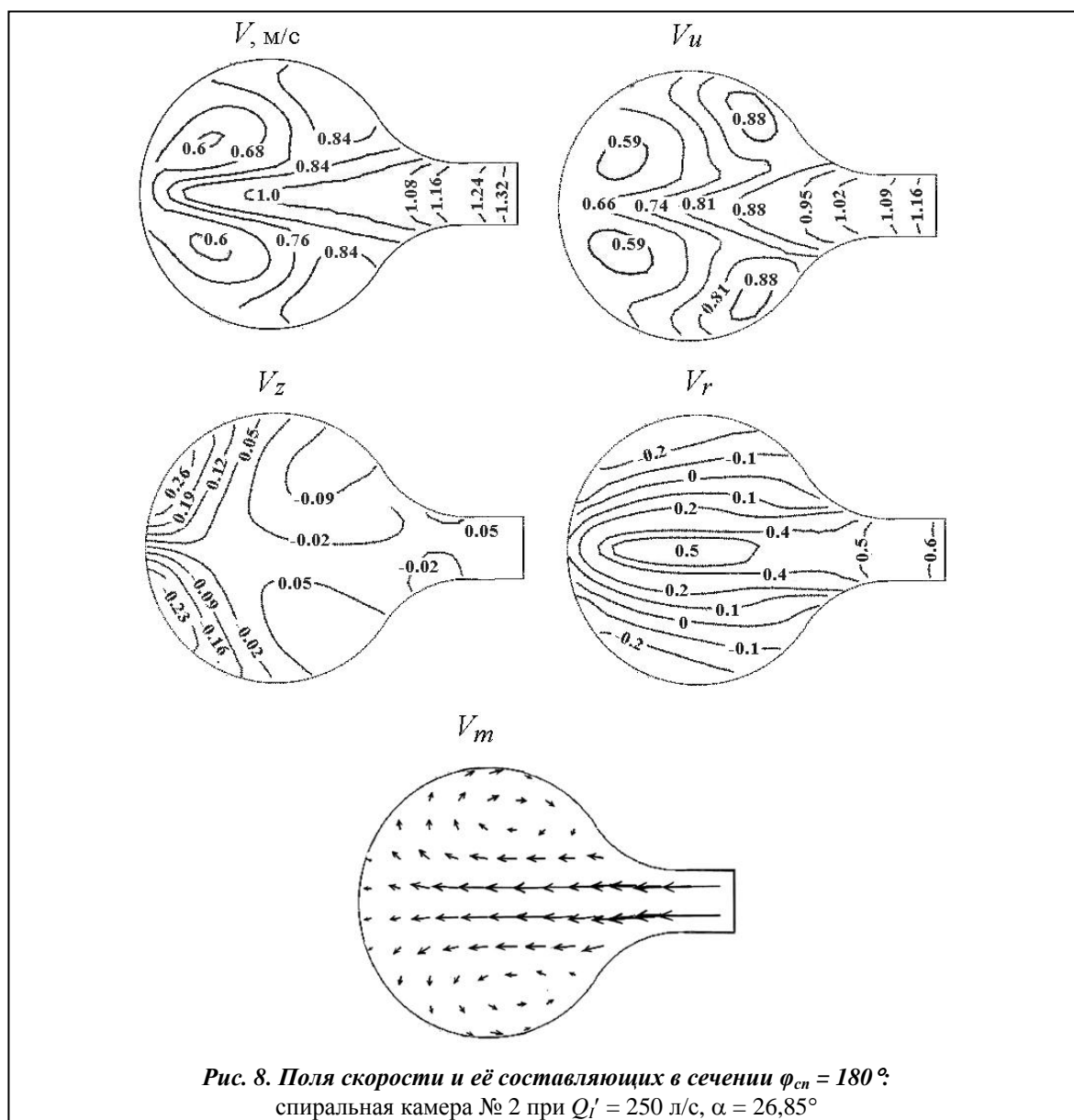


жение скорости за зубом спирали, что связано с неблагоприятным обтеканием зуба.

Структура потока в области входных (по турбинному режиму) кромок колонн статора в сечении с  $r = 0,8095$  и высотой  $b_1 = 0,216D_1$  представлена на рис. 6. Как видно из рисунка, течение в этой области характеризуется большой диффузорностью канала. В средней части значения полной скорости  $V$  и ее окружной составляющей  $V_u$  больше, а у стенок резко уменьшаются на 25%. Угол потока в средней части канала равен  $22,6^\circ$ , а у стенок приближается к нулю, аналогично изменяется и радиальная скорость  $V_r$ .

В меридиональных сечениях полная скорость  $V$  и окружная составляющая  $V_u$  имеют большие значения в области колонн статора, а с увеличением радиуса уменьшаются (рис. 7, а). Значительную часть меридионального сечения спирали, прилегающую к наружным стенкам, занимают области с постоянными значениями скорости  $V$  и  $V_u$ . Распределение значений радиальной  $V_r$  и осевой  $V_z$  составляющих скорости в меридиональных сечениях указывает на развитое вихревое течение в виде парного вихря, которое приводит к появлению





**Рис. 8. Поля скорости и её составляющих в сечении  $\varphi_{сп} = 180^\circ$  спиральной камеры № 2 при  $Q_j' = 250$  л/с,  $\alpha = 26,85^\circ$**

нию вторичных течений. Области противотоков занимают значительную часть сечения спирали, а отрицательные значения  $V_r$  достигают 30% от наибольшего значения радиальной составляющей скорости в этом сечении (рис. 7, б).

При постоянном угле потока на входе в спираль характер течения в меридиональных сечениях практически не меняется, изменяются только абсолютные значения скорости и ее составляющих. С уменьшением угла потока и расхода происходит изменение структуры потока. Увеличиваются области с постоянными значениями полной скорости, возрастают области противотока, а при наименьшем значении подачи и угла потока характер течения изменяется полностью (рис. 7). Скорость  $V$  имеет наибольшие значения в нижней части спирали, и эта область составляет меньшую часть сечения, значительную область занимает течение с постоянной скоростью. В меридиональных сечениях вместо парного вихря получено вторичное течение с одним вихрем, расположенным по всему сечению (рис. 7, б).

Структура потока в спиральной камере № 2 такая же, как и в спирали № 1 и зависит от режимных параметров. На рис. 8 показаны поля скорости и её составляющих в сечении  $\varphi_{сп} = 180^\circ$  для спиральной камеры № 2. Изменение расхода при постоянном угле потока на входе приводит к изменению значений скорости и ее составляющих, а изменение угла – не

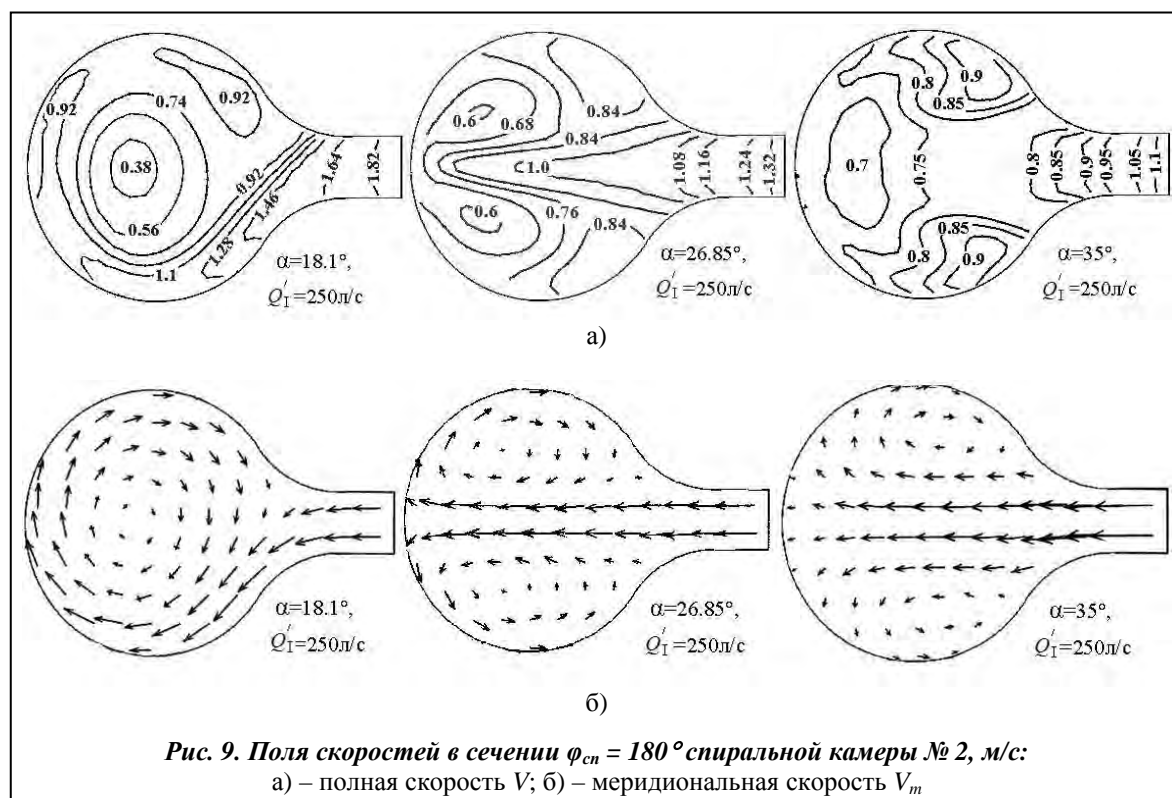


Рис. 9. Поля скоростей в сечении  $\varphi_{сн} = 180^\circ$  спиральной камеры № 2, м/с:  
 а) – полная скорость  $V$ ; б) – меридиональная скорость  $V_m$

только значений скорости, но и структуры потока в меридиональных сечениях спирали (рис. 9). С уменьшением угла потока на входе в спираль увеличивается абсолютное значение полной скорости, возрастает неравномерность скорости по сечениям и увеличиваются области противотоков. При уменьшении угла потока до значения, которое зависит от размеров меридиональных сечений спирали, наступает изменение структуры течения. В меридиональных сечениях вместо парного вихря получено течение с одним вихрем, расположенным по всему сечению. Абсолютная скорость имеет наибольшие значения в нижней части спирали, увеличиваются области с постоянными значениями скорости, причем наименьшие значения получены в центре сечения (рис. 9). Перестроение потока для спиральной камеры № 2, имеющей большие размеры, чем камера № 1, получено при уменьшении угла  $\alpha$  до  $18,1^\circ$  (рис. 9). В спирали № 1 при  $\alpha = 18,1^\circ$  структура потока не изменилась, а изменение структуры течения получено при  $\alpha = 13^\circ$  (рис. 7).

## 6. Заключение

Расчетное исследование вязкого трехмерного течения жидкости в спиральных камерах, рассчитанных по различным законам ( $V_u \cdot r = \text{const}$  и  $V_u = \text{const}$ ), позволило получить новые данные по характеристикам пространственного потока в спирали при турбинном и насосном режимах работы, определить особенности течения в каждой из спиралей. Полученные результаты по структуре потока полезны при выборе метода расчета спиральной камеры и рациональном проектировании решеток статора и н. а. обратимой гидромашины.

## Литература

1. Михайлов И. Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. – М.: Энергия, 1970. – 272 с.
2. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960. – 463 с.
3. Грянко Л. П. Обратимые гидромашины / Л. П. Грянко, Н. И. Зубарев, В. А. Умов, С. А. Шумилин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 263 с.
4. Скороспелов В. А. Численное моделирование течения во всей проточной части гидротурбины / В. А. Скороспелов, П. А. Турук, С. Г. Черный, С. В. Шаров // Тр. междунар. конф. RDAMM-2001. – 2001. – Т. 6, ч. 2. – С. 570–584.

5. Аксенов А. А. Программный комплекс *FlowVision* для решения задач аэродинамики и тепломассопереноса методами численного моделирования / А. А. Аксенов, А. В. Гудзовский // Третий съезд Ассоциации инженеров по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной теплофизике (АВОК): Сб. докл. 22–25 сент. 1993 г., М. – С. 114–119.
6. Кочевский А. Н. Расчет внутренних течений в каналах с помощью программного продукта *FlowVision* // Вестн. Сумск. ун-та: – Сумы, 2004. – 2 (61). – С. 25–36.
7. *Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flow* / В. Е. Launder, D. В. Spalding // *Comp. Meth. Appl. Eng.* – 1974. – 3. – P. 269–289.
8. Сухоробрий П. Н. Характеристики потока в спиральной камере обратимой гидромашини при работе в насосном режиме / П. Н. Сухоробрий, С. А. Коваль, В. Г. Неня, А. Н. Кочевский // *Пробл. машиностроения.* – 2007. – 10, № 2. – С. 15–22.
9. Сухоробрий П. Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере обратимой гидромашини / П. Н. Сухоробрий, С. А. Коваль, В. Г. Неня, А. Н. Кочевский // *Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ».* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 29. – С. 57–66.

Поступила в редакцию  
13.12.09