

УДК 621.165

**Ю.А. ЮДИН**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

**В.П. СУББОТОВИЧ**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

**А.В. ЛАПУЗИН**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

**А.Ю. ЮДИН**, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

### **ВЛИЯНИЕ НАДБАНДАЖНОЙ ПРОТЕЧКИ НА АЭРОДИНАМИКУ ОСЕРАДИАЛЬНОГО ДИФфуЗОРА ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА ЦНД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ**

Наведені результати розрахункових аеродинамічних досліджень моделі диффузора, характерного для вихлопних патрубків ЦНД потужних парових турбін, при зміні тиску на виході диффузора. Показано, що на певних режимах, пов'язаних із зміною протитиску, зароджуються нестационарні процеси при надзвукових швидкостях в периферійній області диффузора.

For axially symmetrical model of diffuser, which characteristic for the exhaust manifold of the LPT power steam turbines, at the change of pressure on the diffuser exhaust are resulted. It is shown that on the certain modes which are related to the change of the backpressure, at supersonic velocity in the peripheral region of diffuser the unsteady processes are initiated.

Течение в осерадиальном диффузоре выхлопного патрубка (ВП) из-за значительного отклонения потока от осевого к радиальному направлению на относительно коротком расстоянии приводит к локальному ускорению потока на наружном обводе. Кроме того, на течение в диффузоре оказывает значительное влияние протечка через радиальный зазор между бандажом рабочих лопаток последней ступени (ПС) или их вершинами (в безбандажной конструкции) и корпусным элементом, продолжением которого, как правило, является наружный обвод диффузора ВП.

Экспериментальные исследования отсека последняя ступень – выхлопной патрубков [1] показали, что в условиях несжимаемой жидкости радиальный зазор над рабочим колесом неоднозначно влияет на КПД отсека. Если увеличение радиального зазора однозначно приводит к снижению КПД последней ступени, то для КПД отсека существует диапазон значений радиального зазора, в котором КПД отсека не изменяется. Этот результат связан с резким снижением коэффициента полных потерь осерадиального диффузора ВП при увеличении радиального зазора.

В реальных условиях работы паровой турбины протечка через радиальный зазор, связанная с высоким перепадом давлений в периферийной области рабочих лопаток, приводит к образованию зоны сверхзвукового потока в диффузоре, который приобретает добавочное ускорение из-за изогнутости наружного обвода диффузора. Экспериментальные исследования последней ступени с безбандажным рабочим колесом совместно с ВП [2], проведенные на стенде паровой турбины, показали, что на непрерывном (без уступов и щелей) наружном обводе диффузора область сверхзвукового потока ограничивается скачком уплотнения, величина которого определяется режимом работы последней ступени. В точке возникновения скачка уплотнения на обводе диффузора толщина пограничного слоя возрастает и происходит отрыв потока, поскольку пограничный слой не выдерживает высоких градиентов давления. Кроме того, могут возникнуть явления неустойчивого потока, известные, как самовозбуждаемые колебания: пограничный слой – скачок уплотнения. Зафиксированная с помощью датчиков частота колебаний скачка находится в

диапазоне 90–176 Гц. Сильные колебания скачка уплотнения могут вызывать возбуждение колебаний рабочих лопаток последней ступени [3], а при определенных режимах сильный шум в диффузорном ВП, что четко определяется акустическим путем [4].

В данной статье приведены некоторые результаты численных исследований модели осерадиального диффузора с непрерывным наружным обводом выхлопного патрубка мощной паровой турбины. Расчет выполнялся с помощью CFD программы, позволяющей рассчитывать трехмерные, сжимаемые, вязкие, нестационарные потоки. Для расчета в осесимметричной постановке подготовлена компьютерная модель, в периферийной зоне входного участка которой предусмотрен вращающийся бандаж – важный элемент современного рабочего колеса последней ступени, влияющий на протечку и течение в периферийной области диффузора. Для моделирования параметров за обандаженным рабочим колесом предусмотрено два входных сечения: сечение 1 имитировало параметры вдоль радиуса за рабочим колесом до бандажа, а сечение 2 – параметры входа потока в надбандажный радиальный зазор ПС (рис. 2а). В качестве рабочего тела принят воздух.

На первом этапе проведено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными в условиях несжимаемой жидкости на идентичной модели диффузора масштабом 1:10 в аэродинамической лаборатории кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ».

В условиях отсутствия надбандажной протечки (эксперименты проведены без последней ступени на статическом стенде) результаты расчета удовлетворительно соответствуют эксперименту как по коэффициенту полных потерь (1,25 – расчет и 1,22 – эксперимент), так и по характеру течения в диффузоре. Высокие значения коэффициента полных потерь связаны с отрывом потока от наружного обвода, который начинается практически на входе в диффузор. Отрывная циркуляционная зона занимает значительный объем проточной части, а линии тока основного потока по мере удаления от входа концентрируются вблизи внутреннего обвода. Сравнение расчетов с экспериментами диффузора совместно с турбинной ступенью показали, что, как и на статическом стенде, расчеты правильно отражают течение. При моделировании минимальной протечки (в эксперименте это соответствовало минимально возможному радиальному зазору равному 0,1 мм при длине рабочей лопатки – 100 мм) имел место отрыв потока в середине наружного обвода. Протечка, характерная для больших зазоров смещает точку отрыва к выходному сечению и обеспечивает снижение коэффициента полных потерь до минимума при безотрывном течении. Таким образом, данная расчетная модель удовлетворительно воспроизводит течение в осерадиальном диффузоре, и особенности потока, связанные с протечкой через радиальный зазор ПС.

На втором этапе расчетных исследований параметры потока имитировали близкие к реальным значениям числа Маха за последней ступенью, т.е. в условиях сжимаемой жидкости на входе в осерадиальный диффузор. Параметры торможения во входных сечениях 1 ( $P_1^*, T_1^*$ ) и 2 ( $P_2^*, T_2^*$ ) для всех вариантов расчетов не изменялись. Радиальный надбандажный зазор равен 10 мм, как и в реальной конструкции. Контрольное сечение 3 за ПС расположено на расстоянии 20 мм от торца бандажа (рис. 2а). На выходе расчетной модели диффузора в сечении  $k$  задавали семь значений давлений  $P_k$  в кПа: 111,3, 106,3, 104,3, **101,3**, 91,3, 86,3, 81,3. Давление  $P_k = 101,3$  кПа обеспечивает отношение давлений  $P_k/P_1^*$ , число Маха  $M_{c2}$  и угол потока  $\alpha_2$  такие же, как и на расчетном режиме работы выхлопной части одной из мощных паровых турбин

с параметрами за ПС на среднем радиусе  $M_{w2} = 1,35$ ,  $M_{c2} = 0,72$ ,  $\alpha_2 \approx 90^\circ$  и с давлением в конденсаторе 4,2 кПа.

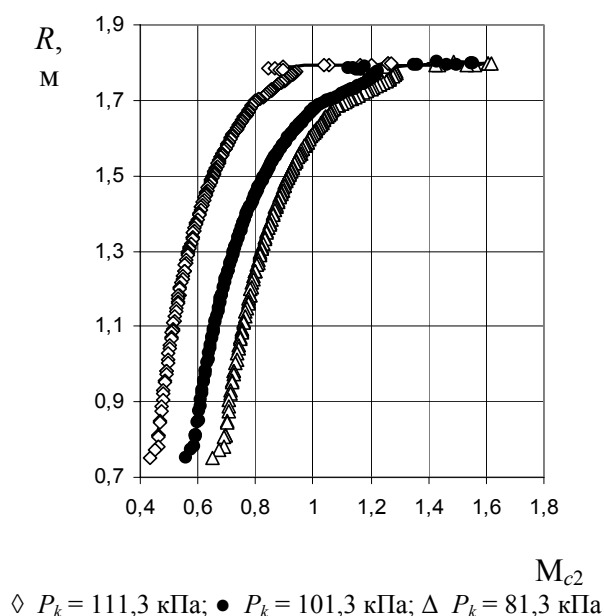


Рис. 1. Распределение числа Маха  $M_{c2}$  вдоль радиуса  $R$  в сечении 3

Снижение противодавления от 101,3 до 81,3 кПа увеличивает число  $M_{c2}$  на среднем радиусе от значения 0,72 до 0,82 и на периферии в зоне надбандажной протечки от 1,57 до 1,62. Повышение  $P_k$  от 101,3 кПа до 111,3 уменьшает число  $M_{c2}$  до 0,57 на среднем радиусе и до 1,25 на периферии (рис. 1).

В исследованном диапазоне давлений  $P_k$  определены стационарные и нестационарные режимы с пульсациями параметров, как в периферийной области, так и внутри диффузора.

*Стационарные режимы течения* (без колебания параметров внутри диффузора) зафиксированы при четырех крайних из исследованного диапазона значений давления  $P_k$ : двух повышенных – 111,3 кПа и 106,3 кПа и двух пониженных – 86,5 кПа и 81,5 кПа относительно

расчетного значения противодавления – 101,3 кПа.

При повышенных значениях давлений  $P_k$  равных 111,3 кПа и 106,3 кПа течение в диффузоре безотрывное и стационарное (рис. 2а). Давление вдоль обвода диффузора линейно увеличивается (рис. 4а), за исключением небольшой зоны потока за бандажом (0–0,09 м).

При пониженных противодавлениях – 86,5 кПа и 81,5 кПа колебания параметров также отсутствуют. На этих режимах увеличиваются местные сверхзвуковые скорости в периферийной зоне. В контрольном сечении 3 число Маха достигает значения 1,62 (рис. 1). Скачок уплотнения, примыкающий к обводу диффузора и замыкающий сверхзвуковую зону, стабильно (без колебаний) расположен на расстоянии 0,13 м от бандажа ПС (рис. 3в, 4в). Отрыв потока начинается практически сразу за скачком (рис. 2в, 3в).

*Нестационарные режимы течения* имели место при трех значениях давления  $P_k = 104,3; 101,3; 91,3$  кПа внутри исследованного диапазона.

На этих режимах физика процесса такова: скачок уплотнения, примыкающий к наружному обводу диффузора, вызывает отрыв пограничного слоя, влияющий на течение и давление во всем объеме диффузора, которое определяет фактическое положение скачка. Положение скачка уплотнения является неустойчивым. За условным первоначальным положением скачка, поток отрывается от наружного обвода на максимальном удалении от бандажа. Затем скачок движется вверх по потоку и, когда он приближается к бандажу, интенсивность его уменьшается, и зона отрыва потока перемещается в сторону выходного сечения диффузора, что приводит к снижению коэффициента полных потерь диффузора и давления на входе в него. Это снова

приводит к ускорению сверхзвукового потока, который замыкается скачком уплотнения в месте его условного первоначального положения, и процесс повторяется.

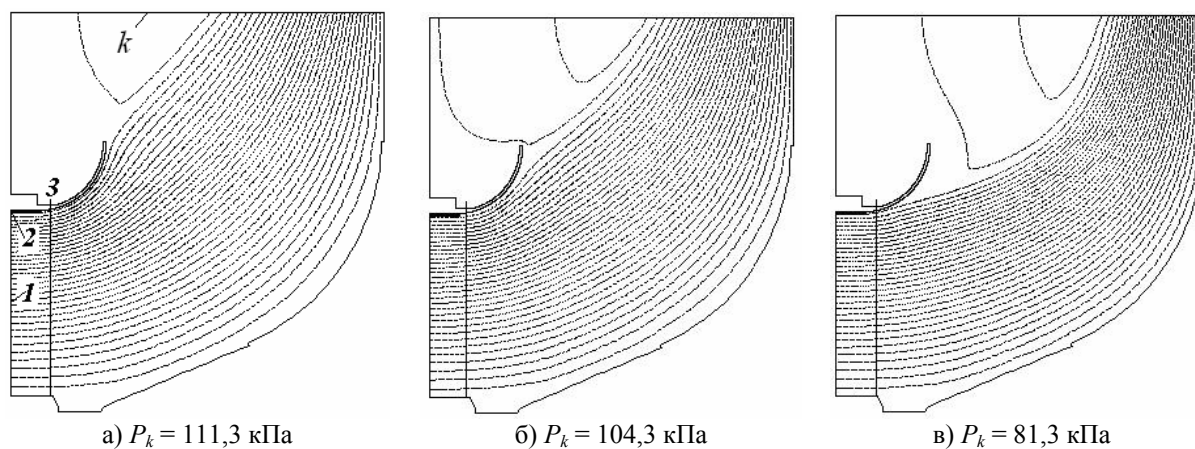


Рис. 2. Линии тока в диффузоре при трех значениях давления  $P_k$  в выходном сечении  $k$

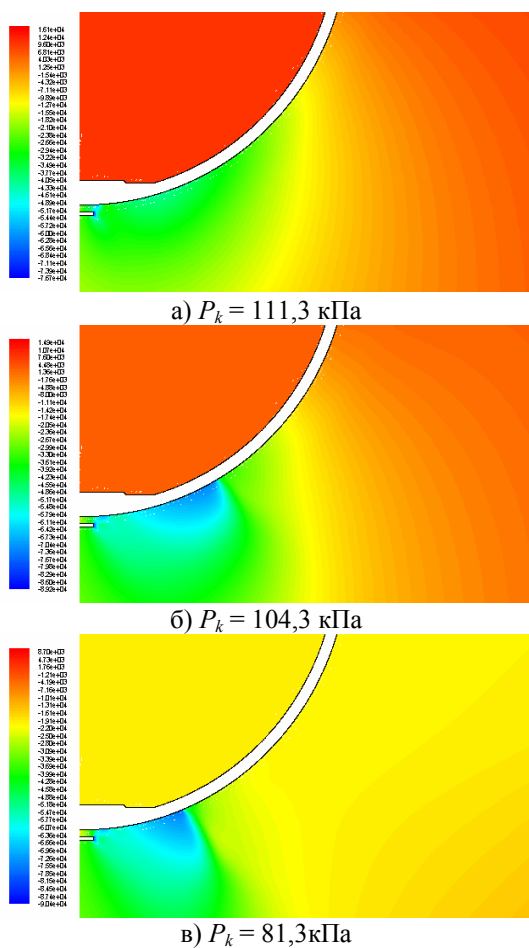


Рис. 3. Давление в периферийной области диффузора при трех значениях давления  $P_k$  в выходном сечении  $k$

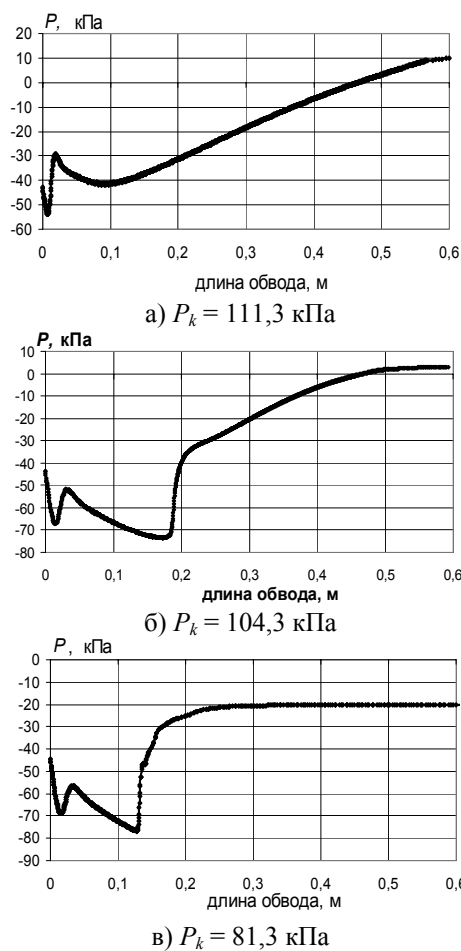


Рис. 4. Распределение избыточного давления на наружном обводе диффузора (0 – начало обвода вблизи бандажа; 0,6 м – конец обвода) при трех значениях давления  $P_k$  в выходном сечении  $k$

*Особенности исследованных нестационарных режимов.*

На режиме работы диффузора с давлением  $P_k = 104,3$  кПа колебания скачка уплотнения и параметров в диффузоре имеют частоту 100 Гц. Скачок уплотнения совершает небольшие по амплитуде колебания на расстоянии от бандажа  $\sim 0,19$  м (рис. 3б, 4б). С такой же частотой изменяется давление на входе в диффузор, амплитуда колебания которого равна 1,1 кПа. На наружном обводе диффузора ближе к выходному сечению периодически появляется отрыв потока с относительно небольшой циркуляционной зоной (рис. 2б).

При  $P_k = 101,3$  кПа частота колебаний скачка уплотнения на наружном обводе увеличивается до 119 Гц. Амплитуда колебания давления на входе в диффузор уменьшается и равна 0,43 кПа. Течение в диффузоре во всем диапазоне периода колебаний происходит уже с отрывом потока от наружного обвода.

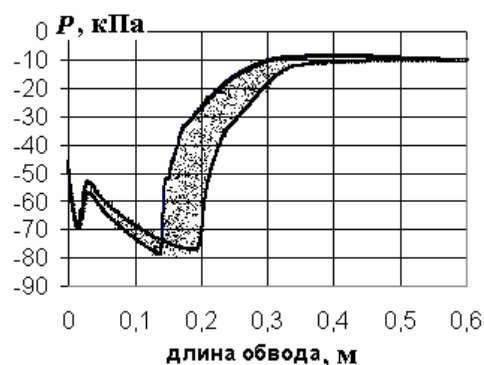


Рис. 5. Изменение избыточного давления на наружном обводе диффузора при  $P_k = 91,3$  кПа за половину периода колебаний  $- 2,9 \cdot 10^{-3}$  сек

При  $P_k = 91,3$  кПа увеличиваются, как частота колебаний скачка уплотнения до 172 Гц, так и амплитуда колебания давления на входе диффузор, достигающая значения  $- 6,3$  кПа. Скачок уплотнения становится более сильным и перемещается вдоль наружного обвода диффузора, приближаясь к бандажу до 0,13 м и удаляясь от него на 0,2 м (рис. 5).

Таким образом, в исследованном диапазоне изменения противодавления  $P_k$  относительно расчетного режима (от +10 % до -20 %), которое может измениться, как за счет давления в конденсаторе, так и давления в окружном направлении внутри выхлопного патрубка, имеют место стационарные и нестационарные режимы течения с частотой

колебания параметров, зависящей от величины противодавления.

Приведенные результаты расчетных исследований могут быть использованы, как при проектировании выхлопных частей ЦНД мощных паровых турбин, так и при анализе работы диффузорного выхлопного патрубка совместно с ПС при изменении давления в конденсаторе.

**Список литературы:** 1. Гаркуша А.В. Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при различных радиальных зазорах над рабочим колесом / А.В. Гаркуша, В.Е. Добрынин, А.В. Лапузин, Ю.А. Юдин // Теплоэнергетика, 1988. – №8. – С. 33-36. 2. Maier R. Shock-induced flow oscillations in steam turbine diffusers / R. Maier, J. Wachter // The gas turbine conference&exhibition, The Transactions of the ASME. – Anaheim, California, 1987. 3. Wachter J. Aufgaben und Ziel des Teilprojektes 'Endstufenprüfstand' aus dem Sonderforschungsbereich 'Wärmeleistung' der Universität Stuttgart / J. Wachter, J. Jarosch // Sammelband VGB-Konferenz 'Forschung in der Kraftwerkstechnik', 1980. 4. Dibelius G. Turbomaschinenforschung, Orientierungsrahmen für die mittelfristige Forschung und Entwicklung auf einem bedeutendem Gebiet des Deutschen Maschinenbaus / G. Dibelius, H. Dinger, H. Jordan // Springer-Verlag. – 1982.

© Юдин Ю.А., Субботович В.П., Лапузин А.В., Юдин А.Ю., 2010  
Поступила в редколлегию 15.02.10