

УДК 621.165

Ю. А. ЮДИН, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»;
В. П. СУББОТОВИЧ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ЮДИН, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. НТУ «ХПИ»;
С. А. ТЕМЧЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

О ВЛИЯНИИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫХОДНЫХ ДИФFUЗОРОВ ЧИСЛА МАХА ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ ТУРБИНЫ

Выполнены расчетные исследования с помощью *CFD* двух осесимметричных осерадиальных диффузоров, характерных для выхлопных патрубков паровых турбин, в широком диапазоне изменения давления на выходе диффузоров при наличии надбандажной протечки. Показано, что коэффициенты полных потерь исследованных диффузоров, существенно отличающиеся на дозвуковых режимах, имеют близкие значения на околосзвуковых скоростях потока. Определены коэффициенты внутренних потерь и с выходной скоростью, характер течения в диффузорах. Полученные результаты позволят в некоторой степени дополнить базу данных проектировщиков, решающих задачи конструирования диффузоров выходных патрубков для скоростей потока близких к скорости звука.

Ключевые слова: последняя ступень турбины, выходной диффузор, число Маха, коэффициенты потерь.

Введение

При разработке новых и модернизации существующих конструкций паровых турбин число Маха на выходе из последней ступени ЦНД может достигать 0,8–1,0. Нагрузка на последнюю ступень и выхлопной патрубок может значительно увеличиваться вследствие сезонного снижения давления в конденсаторе, отключения теплофикационного отбора. Экспериментальные исследования, выполненные на моделях диффузоров в различных организациях [1–4], показали, что для некоторых конструкций выходных диффузоров при числах Маха, немного превышающих 0,6, начинается резкий рост коэффициента полных потерь с появлением эффекта «запирания» диффузора, когда число Маха на входе в диффузор (за последней ступенью) становится фиксированным. В натуральных условиях при понижении давления в конденсаторе, если возникает эффект «запирания» выходного патрубка, расширительная способность косога среза рабочего колеса последней ступени может быть еще далеко не исчерпана, а некоторые ЦНД могут не выйти на расчетный режим. Эффект резкого роста полных потерь связан с обтеканием криволинейных поверхностей наружного обвода, кольцевых лопаток, элементов системы жесткости и отрывных участков на них, что сопровождается появлением местных звуковых зон и скачков уплотнения. Среди конструктивных факторов, улучшающих работу выходного патрубка при околосзвуковых скоростях, авторы выделяют: внезапное расширение на входе в диффузор, гладкость обводов, профилирование сборной камеры. Необходимо также учитывать, что в периферийной зоне диффузора имеет место надбандажная протечка из рабочего колеса последней ступени, скорости которой могут значительно превышать скорость звука. Однако, исследований с учетом этого важного фактора выполнено очень мало [5, 6]. В основном во всех работах рассматривается только коэффициент полных потерь, не разделяя его на составляющие – коэффициенты внутренних потерь и потерь с выходной скоростью, что сужает возможности анализа.

В последнее время широкое распространение получили расчетные исследования элементов проточной части турбомашин с помощью *CFD*, которые позволяют

© Ю.А. Юдин, В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, С.А. Темченко, 2015

относительно оперативно по сравнению с физическим экспериментом получить информацию об аэродинамической эффективности исследуемых объектов.

В данной статье представлены результаты расчетного исследования осерадиальных диффузоров в широком диапазоне до и околозвуковых скоростей в них. Их основные размеры характерны для одной из паровых турбин. Выполнено разделение коэффициента полных потерь на составляющие и проведен анализ течения в диффузорах при наличии надбандажной протечки рабочего колеса последней ступени.

Компьютерные модели диффузоров и аэродинамические параметры

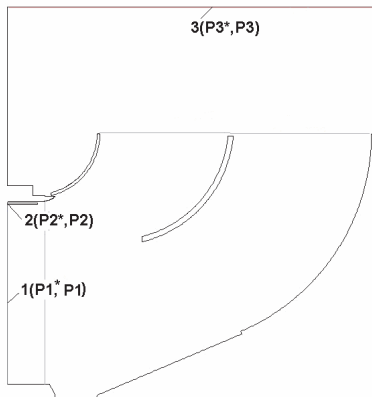


Рис. 1 – Диффузор У – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой

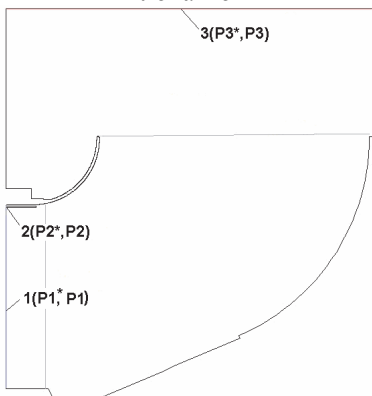


Рис. 2 – Диффузор Н – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки

Расчет выполнялся с помощью коммерческой CFD программы, позволяющей рассчитывать трехмерные, сжимаемые, вязкие, нестационарные потоки. Исследуемые осесимметричные модели диффузоров имели два входных сечения – 1, 2 и одно выходное сечение – 3 (рис. 1 и 2), и отличались формой наружного обвода, наличием или отсутствием кольцевой лопатки. Диффузор У имел уступ на наружном обводе и кольцевую лопатку (рис. 1), а у второго диффузора Н кольцевая лопатка отсутствовала и наружный обвод выполнен непрерывным при такой же степени расширения диффузора (рис. 2). От входных сечений 1 и 2 к выходному – 3 поток поворачивался на 90°.

Оба диффузора исследованы при одних и тех же параметрах на входе и выходе. В сечении 1 заданы давление и температура торможения $P_1^* = 120,6$ кПа и $T_1^* = 323$ К, определяющие выход рабочего тела из последней ступени до бандажа, а в сечении 2 – параметры заторможенного потока $P_2^* = 181,3$ кПа и $T_2^* = 323$ К, имитирующего надбандажную протечку. В выходном сечении 3 задавалось девять значений статического давления – $P_3 = 116,3; 111,3; 106,3; 104,3; 101,3; 91,3; 86,3; 71,3; 61,3$ кПа. В качестве рабочего тела принят воздух.

Статическое давление P_1 , число Маха M_{C1} во входном сечении 1, давление торможения P_3^* в выходном сечении 3 изменялись в результате расчетов и зависели от заданного давления P_3 и коэффициента полных потерь диффузора. Диапазон осредненных чисел Маха M_{C1} на входе в диффузор У составлял 0,37–0,96, а в диффузор Н – 0,46–0,95.

Коэффициенты потерь диффузоров: ζ_{Π} – полных потерь, $\zeta_{\text{ВЫХ}}$ – потерь с выходной скоростью и ζ – внутренних потерь

$$\zeta_{\Pi} = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad \zeta_{\text{ВЫХ}} = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_3^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad \zeta = \zeta_{\Pi} - \zeta_{\text{ВЫХ}}.$$

Результаты расчетных исследований

Таблица 1.

Характеристики диффузоров

Статическое давление P_3 , кПа	Диффузор У – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой					Диффузор Н – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки				
	P_1 , кПа	M_{C1}	ζ_{Π}	$\zeta_{\text{вых}}$	ζ	P_1 , кПа	M_{C1}	ζ_{Π}	$\zeta_{\text{вых}}$	ζ
116,32	109,82	0,366	0,391	0,253	0,138	103,91	0,464	0,248	0,176	0,072
111,32	104,84	0,45	0,578	0,355	0,223	93,29	0,615	0,320	0,223	0,097
106,32	99,34	0,532	0,657	0,395	0,262	84,95	0,725	0,372	0,261	0,111
104,32	97,08	0,564	0,676	0,403	0,273	83,34	0,746	0,405	0,279	0,126
101,32	93,37	0,615	0,689	0,409	0,28	82,41	0,758	0,472	0,338	0,134
91,32	83,64	0,742	0,77	0,448	0,322	78,61	0,807	0,665	0,458	0,207
86,32	79,80	0,792	0,819	0,476	0,343	78,36	0,809	0,787	0,598	0,189
71,32	70,90	0,906	0,990	0,553	0,437	71,30	0,893	1,014	0,783	0,231
61,32	66,60	0,960	1,126	0,627	0,499	67,60	0,948	1,146	0,898	0,248

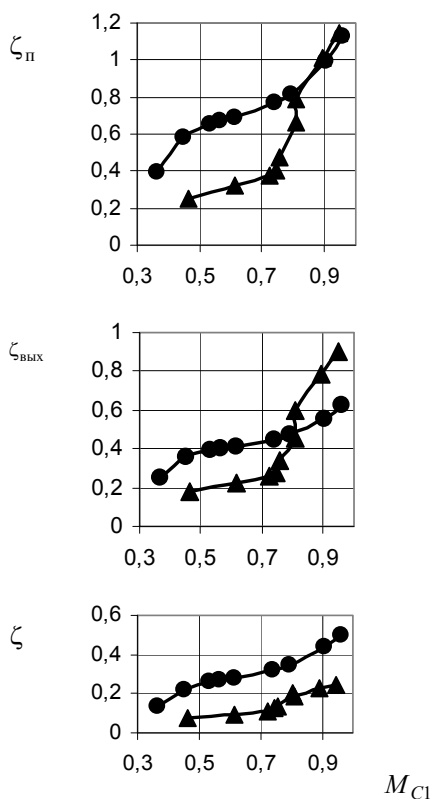


Рис. 3 – Зависимости коэффициентов потерь диффузоров от числа M_{C1} :

- – диффузор У – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой;
- ▲ – диффузор Н – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки

Анализ характеристик и течения в диффузорах

Характеристики диффузоров представлены в табл. 1 и на рис. 3.

На рис. 4, 5 представлено распределение линий тока и чисел Маха для двух значений давления на выходе P_3 – 106,32 кПа и 61,32 кПа, при которых реализовывался дозвуковой и околозвуковой режимы течения в диффузорах.

На дозвуковых режимах у диффузора Н коэффициенты потерь, давление во входном сечении I значительно меньше, а числа Маха M_{C1} больше, по сравнению с вариантом У. Так, при давлении на выходе $P_3 = 106,32$ кПа давление на входе – P_1 и число Маха M_{C1} имеют значения 84,95 кПа и 0,725, а у диффузора У эти параметры равны соответственно 99,34 кПа и 0,532. Если сравнить коэффициенты полных потерь при одинаковых значениях числа M_{C1} , то у диффузора Н этот коэффициент почти в 2 раза меньше за счет обоих составляющих – коэффициентов потерь с выходной скоростью и внутренних потерь.

На этом дозвуковом режиме в диффузоре Н течение безотрывное (рис. 4а,б). Этому способствует надбандажная протечка, действие которой аналогично вдуву высокоскоростной струи в пограничный слой вдоль торового наружного обвода. В диффузоре У (рис. 4в,г) имеют место

отрывы потока от середины наружного обвода и практически от входной кромки кольцевой лопатки. Поэтому коэффициенты потерь внутренних и с выходной скоростью у этого диффузора больше за счет взаимодействия основного потока с поверхностью кольцевой лопатки, отрывными зонами и уменьшения площади проходных сечений.

Околосвуковые режимы. Полные потери у диффузора H увеличиваются с большим темпом (рис. 3) при числах $M_{c1} > 0,72$, а при значениях $M_{c1} \approx 0,8$ и выше коэффициенты полных потерь имеют близкие значения с несколько лучшими показателями у диффузора $У$. Это связано с более интенсивным ростом коэффициента потерь с выходной скоростью в диффузоре H по сравнению с диффузором $У$.

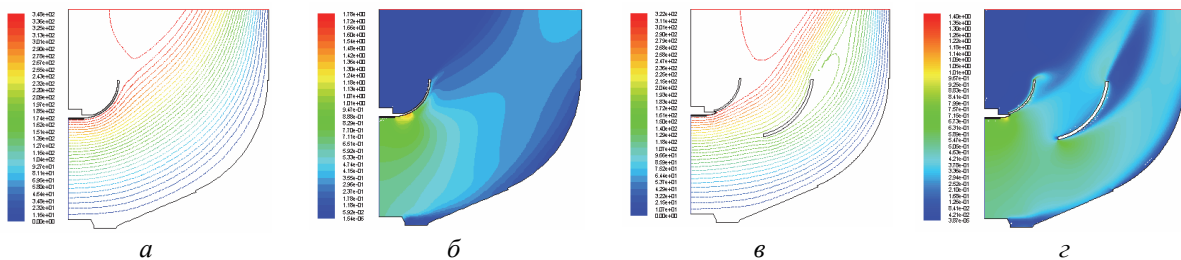


Рис. 4 – Линии тока и числа Маха при давлении $P_3 = 106,32$ кПа:
 $a, б$ – диффузор H ; $в, з$ – диффузор $У$; $a, в$ – линии тока; $б, з$ – числа Маха

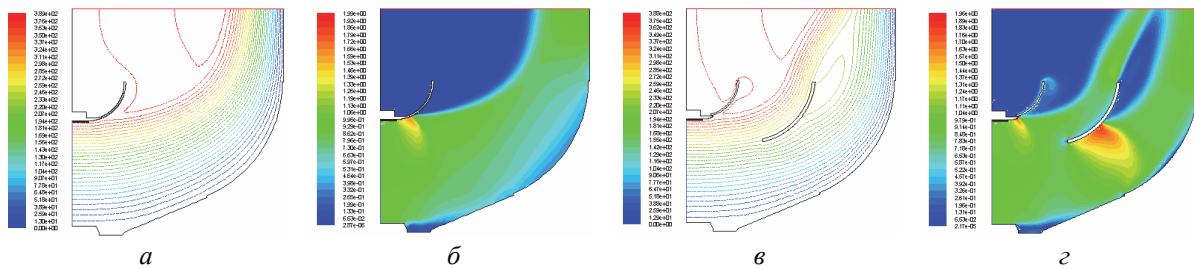


Рис. 5 – Линии тока и числа Маха при давлении $P_3 = 61,32$ кПа:
 $a, б$ – диффузор H ; $в, з$ – диффузор $У$; $a, в$ – линии тока; $б, з$ – числа Маха

Сверхзвуковая струя надбандажной протечки замыкается скачком уплотнения, за которым поток отрывается от криволинейной поверхности наружного обвода (рис. 5 $a, б, в, з$). С ростом M_{c1} скачок уплотнения приближается к бандажу, увеличивая размеры отрывной циркуляционной зоны и потерю с выходной скоростью. В диффузоре H при увеличении числа M_{c1} от 0,725 до 0,948 потеря с выходной скоростью $\zeta_{\text{вых}}$ увеличивается более чем в три раза от 0,261 до 0,898, а в диффузоре $У$ кольцевая лопатка, активно взаимодействуя с оторвавшимся потоком, способствует лучшему заполнению проходных сечений диффузора и умеренному росту потери с выходной скоростью при переходе на околосвуковые режимы ($M_{c1} = 0,532-0,96$, $\zeta_{\text{вых}} = 0,395-0,627$).

Особенностью диффузора H является ранее установленный факт [7], что внутри исследованного диапазона давления P_3 при значениях – 104,3, 101,3, 91,3 кПа имеют место нестационарные режимы течения, связанные с колебаниями скачка уплотнения

на наружном обводе диффузора, давления внутри диффузора и в периферийной зоне за бандажом последней ступени.

Выводы

Определены коэффициенты потерь и характер течения в двух осерадиальных диффузорах: с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой $У$ и с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки $Н$ в широком диапазоне числа Маха за последней ступенью турбины.

Установлено, что на дозвуковых режимах диффузор $Н$ имеет безотрывное течение и существенно меньшие значения коэффициентов потерь по сравнению с диффузором $У$. На околозвуковых скоростях коэффициенты полных потерь обоих исследованных диффузоров увеличиваются до значений превышающих 1 и имеют близкие значения, но коэффициенты потерь внутренних и с выходной скоростью существенно отличаются.

В исследованном диапазоне давлений P_3 на выходе диффузора $У$ – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой нестационарных режимов не обнаружено.

Полученные результаты позволят в некоторой степени дополнить базу данных проектировщиков, решающих задачи конструирования диффузоров выходных патрубков для околозвуковых скоростей потока в них.

Список литературы: 1. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 272 с. 2. Зысина-Моложен, Л. М. Эффективность осерадиальных диффузоров при различных режимах течения [Текст] / Л. М. Зысина-Моложен, В. М. Кузнецова, Ю. С. Сайков, Л. А. Фельдберг // Теплоэнергетика. – 1980. – № 5. – С. 19–23. 3. Касилов, В. Ф. Исследование выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины [Текст] / В. Ф. Касилов, В. Н. Галацан, В. А. Конев, В. Н. Денисов // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 35–39. 4. Жилинский, В. П. Исследование выхлопных патрубков паровых турбин при околозвуковых скоростях на входе [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 – парогенераторостроение, гидротурбостроение и паогазо-турбостроение / В. П. Жилинский. – М. : МЭИ, 1979 – 18 с. 5. Гаркуша, А. В. Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при различных радиальных зазорах над рабочим колесом [Текст] / А. В. Гаркуша, В. Е. Добрынин, А. В. Лапузин, Ю. А. Юдин // Теплоэнергетика. – 1988. – № 8. – С. 33–36. 6. Юдин, А. Ю. Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 80–84. – ISSN 1727-7337. 7. Юдин, Ю. А. Влияние надбандажной протечки на аэродинамику выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины при изменении противодавления [Текст] / Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 2. – С. 70–74. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnyh diffuzorov turbomashin*. Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 2. Zysina-Molozhen, L. M., et al. "Jeffektivnost' oseradial'nyh diffuzorov pri razlichnyh rezhimah techenija." *Teplojenergetika*. No. 5. 1980. 19–23. Print. 3. Kasilov, V. F., et al. "Issledovanie vyhlopnogo patrubka CND parovoj turbiny." *Teplojenergetika*. No 5. 1990. 35–39. Print. 4. Zhilinskij, V. P. *Issledovanie vyhlopnnyh patrubkov parovyh turbin pri okolozvukovyh skorostjah na vhode. Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk*. Moscow : MJeI, 1979. Print. 5. Garkusha, A. V., et al. "Osobennosti sovmestnoj raboty stupeni i vyhlopnogo patrubka turbiny pri razlichnyh radial'nyh zazorah nad rabochim kolesom." *Teplojenergetika*. No. 8. 1988. 33–36. Print. 6. Yudin, A. Yu. "Issledovanie osesimmetrichnyh diffuzorov vyhodnyh patrubkov turbomashin so special'nym vduvom potoka." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 3(80) (2011): 80–84. ISSN 1727-7337. Print. 7. Yudin, Yu. A., et al. "Vlijanie nadbandazhnoj protechki na ajerodinamiku vyhlopnogo patrubka CND parovoj turbiny pri izmenenii protivodavlenija." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 2. Kharkiv : NTU "KhPI", 2010. 70–74. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 13.01.2015