

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, А. Ю. ЮДИН, С. А. ТЕМЧЕНКО

К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХОДНЫХ ПАТРУБКОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Рассмотрено влияние степени расширения и относительного объема осесимметричной сборной камеры на коэффициенты потерь бездиффузорных выходных патрубков ЦВД с двумя отводами. Предложена методика оценки коэффициентов потерь, основанная на результатах экспериментального исследования моделей выходных патрубков на статическом аэродинамическом стенде с имитатором турбинной ступени. Доказана необходимость установки имитатора при малых относительных объемах сборной камеры.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр высокого давления, выходной патрубок, степень расширения, объем сборной камеры, гидравлические и полные потери.

A. V. LAPUZIN, V. P. SUBOTOVICH, Yu. A. YUDIN, A. Yu. YUDIN, S. A. TEMCHENKO

ESTIMATING AN EFFICIENCY OF THE HIGH PRESSURE DISCHARGE NOZZLES OF STEAM TURBINES

ABSTRACT Consideration was given to the influence of the expansion ratio and a relative volume of the axisymmetric collection chamber on the loss factors of the diffusion-free discharge nozzles of high pressure cylinders (DN HPC) with two parallel pipe bends connected to the collection chamber. Methods of the estimation of loss coefficients were suggested based on the data of experimental investigations of the models of discharge nozzles carried out using the static aerodynamic test bench with the turbine cascade simulator. It was proved that the simulator should be installed at relatively low volumes of the collection chamber. A dimensionless criterion was proposed to describe a relative volume of the collection chamber. It has been established that the net loss factor of diffusion-free DN HPC cannot be less than 1.5 due to the complicated helical flow in the collection chamber and high hydraulic losses caused by the entry of helical steam flow into the pipe bends (outlet pipes). To estimate the operation efficiency of DN HPC we offered to use the hydraulic loss coefficient that takes into account inhomogeneous flux flattening losses in the initial section of outlet pipes in addition to actual hydraulic losses. Proceeding from common methodological standpoint, the research data obtained for DN HPC and cogeneration steam bleeding channels of the flow pass of steam turbines were compared. It has been established that when the steam leaves the cogeneration steam bleeding chamber through one or two pipe bends stagnation pressure losses are in the range of 0.4 to 0.8 of the dynamic pressure calculated using the average flow rate in pipe bends.

Key words: steam turbine, high pressure cylinder, discharge nozzle, expansion ratio, collection chamber volume and net losses.

Введение

Выходной патрубок цилиндра высокого давления (ВП ЦВД) современной мощной паровой турбины представляет собой, как правило, осесимметричную сборную камеру (СК), пар из которой выходит через два отвода, расположенных в нижней половине литого корпуса ЦВД. В ориентировочных расчетах гидравлических потерь в линии промпрегрева (где теряется 10–13 % давления) давление пара P_2 в указанных отводах принимается равным давлению P во входном сечении ВП, которое расположено в непосредственной близости от рабочего колеса последней ступени ЦВД. Так как скорость потока за этой ступенью невелика ($C = 55–75$ м/с), коэффициент полных потерь ВП $\zeta_{\text{п}} = (P^* - P_2) / (P^* - P)$ и давление торможения P^* в его входном сечении находятся по формулам, справедливым для несжимаемой жидкости.

Экспериментальные исследования моделей ВП ЦВД [1] показали, что при наличии за последней ступенью осерадиального диффузора с небольшой степенью радиальности коэффициент

полных потерь $\zeta_{\text{п}} = 1,25 - 2,82$. Большие значения относятся к модели 1, имеющей малую степень расширения патрубка $n_{\text{п}} = F_2/F$ и малый относительный объем СК $\bar{V}_{\text{СК}}$. Доказано, что при небольшом объеме СК установка перед испытуемой моделью ВП имитатора турбинной ступени (сопротивления) в виде системы сеток является обязательной. Для модели 1 имитатор снижает во входном сечении ВП окружную неравномерность расхода $G_{\text{max}}/G_{\text{min}}$ с 2,2 до 1,22 и коэффициент Кориолиса $N_{\text{вх}}$ с 1,54 до 1,2, повышает здесь окружную неравномерность давления в $\sim 2,5$ раза, что приводит к интенсификации окружного движения в СК в сторону отводов и увеличению $\zeta_{\text{п}}$ с 1,75 до 2,82.

Цель работы

Разработка простого инженерного метода расчета коэффициентов полных и гидравлических потерь бездиффузорных выходных патрубков высокого давления паровых турбин с осесимметричной формой сборной камеры.

Таблица 1 – Геометрические и аэродинамические характеристики бездиффузорных моделей ВП ЦВД

Модель	$n_{\text{п}}$	$\bar{V}_{\text{СК}}$	D/l	D_0 , мм	$N_{\text{вх}}$	$N_{\text{вых}}$	$\zeta_{\text{п}}$	ζ	$\zeta_{\text{в}}$	ζ''
1	0,9	0,71	7,56	125	1,2	1,29	2,62	1,29	1,33	1,59
2	1,7	2,37	8,86	165	1,06	1,56	1,53	1,02	0,51	1,2

Анализ работы бездиффузорных моделей ВП ЦВД при наличии имитатора ступени

Модели 1 и 2 имеют одинаковый периферийный диаметр входного сечения, близкие значения отношения D/l (табл. 1), но существенно отличаются габаритами СК и диаметром отводов D_0 .

При сравнении ВП важное значение имеет правильный выбор параметра, характеризующего относительные размеры СК. Для их оценки А. Е. Зарянкин [2, 3] использует характерное время ВП $T_v = V_{\text{СК}}/Q$, где $V_{\text{СК}}$ – объем СК; Q – объемный расход. Однако этот параметр нельзя признать удовлетворительным, так как при переходе от натурного ВП к его модели объем патрубка изменяется пропорционально кубу масштаба моделирования, а объемный расход – квадрату этого масштаба. Кроме того на T_v влияет Q , а значит и число Маха перед ВП, что противоречит результатам исследования влияния числа Маха на коэффициенты потерь. Представляется целесообразным (табл. 1) относительный объем сборной камеры определять как отношение характерного времени патрубка T_v к характерному времени ступени $T = D/C$ по формуле

$$\bar{V}_{\text{СК}} = T_v/T = V_{\text{СК}}/(FD).$$

В табл. 1 $N_{\text{вх}}$ и $N_{\text{вых}}$ – коэффициенты Кориолиса во входном и выходном сечениях ВП, показывающие, во сколько раз кинетическая энергия в этих сечениях больше энергии, рассчитанной по среднерасходной составляющей скорости. Для определения $N_{\text{вх}}$, $N_{\text{вых}}$, а также коэффициентов полных, гидравлических и выходных потерь ($\zeta_{\text{п}}$, ζ , $\zeta_{\text{в}}$) поток траверсировался с помощью ориентированных многоканальных пневмометрических зондов. Высокий уровень $N_{\text{вых}}$ обуславливает повышенную выходную потерю $\zeta_{\text{в}}$. Поэтому для оценки работы ВП ЦВД целесообразно использовать также коэффициент гидравлических потерь

$$\zeta'' = \zeta + (N_{\text{вых}} - 1)/(N_{\text{вх}} n_{\text{п}}^2),$$

который учитывает потери от выравнивания неравномерного потока за ВП ЦВД.

Экономичность ВП зависит от $n_{\text{п}}$, $\bar{V}_{\text{СК}}$, D/l , числа Рейнольдса, формы продольного (меридианального) сечения СК, характера распределения вдоль радиуса скорости за рабочим колесом. Для бездиффузорных ВП главными параметрами являются $n_{\text{п}}$ и $\bar{V}_{\text{СК}}$, увеличение которых снижает коэффициенты потерь. При проектировании ЦВД $n_{\text{п}}$ определяется отношением скорости за ступенью к среднерасходной скорости за ВП (45–50 м/с) и обычно находится в пределах от 1,1 до 1,4. Следу-

ет отметить, что степень расширения $n_{\text{п}}$ не является универсальным аргументом, так как при фиксированном объемном расходе небольшие (до 5 %) его изменения за счет входной площади F сопровождаются изменением в $1/F^2$ раз всех коэффициентов потерь, а при изменении $n_{\text{п}}$ за счет F_2 изменяются только выходные потери $\zeta_{\text{в}}$ и гидравлические потери $\zeta_{\text{вх}}$, обусловленные входом пара в отводы. Гидравлические потери $\zeta = \zeta_{\text{СК}} + \zeta_{\text{вх}}$, где $\zeta_{\text{СК}}$ – потери в СК.

Если площади F и F_2 неизменны, то увеличение объема СК $\bar{V}_{\text{СК}}$ при $Q = \text{const}$ снижает интенсивность меридианального и окружного движения в СК (интенсивность двух вихревых шнуров), что уменьшает гидравлические потери в СК $\zeta_{\text{СК}}$, а также степень закрученности и неравномерности потока в отводах, характеризующую коэффициентом $N_{\text{вых}}$. При этом, вероятно, изменяется и коэффициент $\zeta_{\text{вх}} = \chi_{\text{вх}}/(N_{\text{вх}} n_{\text{п}}^2)$. В последней формуле $\chi_{\text{вх}}$ – коэффициент входной зоны, величина которого в эксперименте не определялась из-за большой трудоемкости этого процесса.

Методика оценки экономичности бездиффузорных ВП ЦВД

Из табл. 1 видно, что при переходе от модели 1 к модели 2 увеличение в ~ 2 раза степени расширения и в ~ 3 раза объема СК сопровождается снижением полных потерь $\zeta_{\text{п}}$ на 1,09. Положительный эффект от одновременного увеличения $n_{\text{п}}$ и $\bar{V}_{\text{СК}}$ был бы еще больше, если бы имитатор ступени перед моделью 1 имел большее гидравлическое сопротивление, обеспечившее $N_{\text{вх}} = 1,06$ и $\zeta_{\text{п}} \approx 3$. Анализ конструкций ВП ЦВД современных паровых турбин показывает, что их $n_{\text{п}}$ и $\bar{V}_{\text{СК}}$ не выходят за пределы диапазонов $0,9 < n_{\text{п}} < 1,7$; $0,71 < \bar{V}_{\text{СК}} < 2,37$, которые сформированы параметрами моделей 1 и 2.

Если индексом «мод» отметить все геометрические и аэродинамические характеристики модели 2, имеющей предельно высокие значения $n_{\text{п}}$ и $\bar{V}_{\text{СК}}$ и предельно низкие коэффициенты потерь, то для любого другого ВП ЦВД коэффициент полных потерь

$$\zeta_{\text{п}} = \frac{1}{N_{\text{вх}}} \left[1,62 - \frac{N_{\text{вых мод}} + \chi_{\text{вх мод}}}{2,89} + \frac{N_{\text{вых}} + \chi_{\text{вх}}}{n_{\text{п}}^2} + x(2,37 - \bar{V}_{\text{СК}}) \right],$$

где n_{π} , $\bar{V}_{СК}$, $N_{ВХ}$, $N_{ВЫХ}$, $\chi_{ВХ}$ – параметры ВП; $\chi_{ВХ\text{ мод}}$ – параметр модели 2; x – коэффициент, зависящий от выбора $\chi_{ВХ}$ и $\chi_{ВХ\text{ мод}}$.

Коэффициент $\chi_{ВХ}$ учитывает гидравлические потери на участке между сечениями 1 и 2 (рис. 1), а основное снижение давления торможения происходит на участке выравнивания потока между сечениями 2 и 3 и определяется уровнем коэффициента $N_{ВЫХ}$. Очевидно, что большему $N_{ВЫХ}$ соответствует большее значения $\chi_{ВХ}$. Если принять, что $\chi_{ВХ} = 0,1N_{ВЫХ}$, $\chi_{ВХ\text{ мод}} = 0,1N_{ВЫХ\text{ мод}}$, то

$$\zeta_{\pi} = \frac{1}{N_{ВХ}} \left[1,02 + 0,23(2,37 - \bar{V}_{СК}) + \frac{1,1N_{ВЫХ}}{n_{\pi}^2} \right].$$

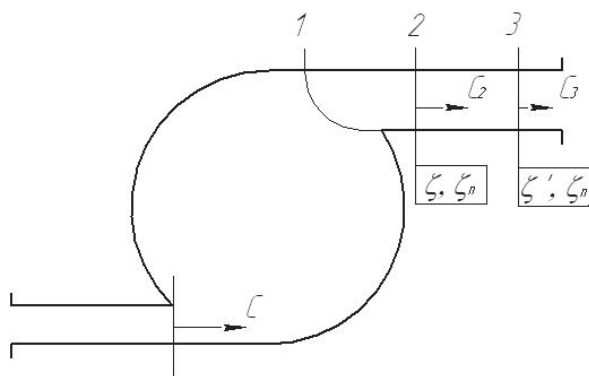


Рис. 1 – Схема течения в выходном патрубке: 1, 2, 3 – сечения

Коэффициент $N_{ВХ}$ зависит от структуры потока за последней ступенью ЦВД и обычно $N_{ВХ} \approx 1$. Экспериментально доказано, что $N_{ВХ}$ практически не влияет на $N_{ВЫХ}$, который для бездиффузных конструкций можно найти по формуле

$$N_{ВЫХ} \approx 0,65 \frac{\bar{V}_{СК}^{0,3}}{n_{\pi}}.$$

После нахождения полных потерь ζ_{π} определяются другие коэффициенты потерь:

$$\zeta_{В} = \frac{N_{ВЫХ}}{N_{ВХ} n_{\pi}^2}, \quad \zeta = \zeta_{\pi} + \zeta_{В}, \quad \zeta' = \zeta + \frac{N_{ВЫХ} - 1}{N_{ВХ} n_{\pi}^2},$$

а также относительная потеря давления в ВП ЦВД $\Delta \bar{P} = (P - P_2)/P = (\zeta_{\pi} - 1)/T$, и относительная потеря давления торможения $\Delta \bar{P}^* = (P^* - P_3^*)/P^* = \zeta'/T$. $T = P/(\rho C^2/2)$ – режимный параметр натурной конструкции; $P_2 = P_3$.

Баланс потерь в ВП

Основной составляющей гидравлических потерь является потеря в СК $\zeta_{СК}$, которая в несколько раз превышает потерю $\zeta_{отв}$, обусловленную отводом рабочей среды из СК.

$$\zeta' = \zeta_{СК} + \zeta_{отв}, \quad \zeta_{отв} = \frac{N_{ВЫХ} + \chi_{ВХ} - 1}{N_{ВХ} n_{\pi}^2},$$

где $N_{ВЫХ} + \chi_{ВХ} - 1 = \zeta_{М}$ – коэффициент местных потерь для входного участка отвода. Для модели 1 $\zeta_{М} = 0,42$, $\zeta_{отв} = 0,43$, $\zeta_{СК} = 1,16$, для модели 2 $\zeta_{М} = 0,72$, $\zeta_{отв} = 0,23$, $\zeta_{СК} = 0,97$.

Приведенные выше значения коэффициента местных потерь $\zeta_{М} = 0,42-0,72$ мало отличаются от результатов [4], полученных при исследовании камер отборов теплофикационных турбин ($\zeta_{М} = 0,55-0,9$).

Выводы

1 Предложена методика оценки экономичности бездиффузных ВП ЦВД с двумя параллельными отводами.

2 Обоснована необходимость использования имитатора турбинной ступени при исследовании моделей с малыми относительными габаритами сборной камеры.

3 Предложен безразмерный критерий для характеристики относительного объема сборной камеры.

4 Для оценки экономичности ВП ЦВД целесообразно использовать коэффициент гидравлических потерь ζ' , учитывающий в числе прочих и потери на выравнивание неравномерного потока на начальных участках отводов из сборной камеры.

Список литературы

- 1 Гаркуша, А. В. Влияние входных условий на работу выходных патрубков высокого давления паровых турбин / А. В. Гаркуша, А. В. Лапузин, А. Г. Понкратова, В. М. Щекалкин // Энергетическое машиностроение. – 1995. – № 53. – С. 208–213.
- 2 Зарянкин, А. Е. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин / А. Е. Зарянкин, Б. П. Симонов. – Москва : МЭИ, 2002. – 274 с. ; ил. – ISBN 5-7046-0821-3.
- 3 Зарянкин, А. Е. Анализ конструкций отечественных выхлопных патрубков паровых турбин и возможности снижения их сопротивления / А. Е. Зарянкин, В. П. Жилинский // Теплоэнергетика. – 1975. – № 3. – С. 49–52.
- 4 Лапузин, А. В. Гидравлический расчет камеры отбора паровой турбины / А. В. Лапузин, В. П. Субботович // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Bibliography (transliterated)

- 1 Garkusha A.V., Lapuzin A. V, Ponkratova A.G. and Schekalkin V. M. (1995), "Vlijanie vkhodnykh uslovij na rabotu vyhodnykh patrubkov vysokogo davlenija parovykh turbin [Influence of input conditions on operation of high-pressure exhaust chamber of steam turbines]", *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, No. 53, pp. 208–213.

- 2 **Zaryankyn, A. E. and Simonov V.P.** (2002) *Vyhlopnnye patrubki parovyh i gazovyh turbin [Exhaust chambers of steam and gas turbines]*, MJeI, Moscow, ISBN 5-7046-0821-3.
- 3 **Zaryankyn, A. E. and Zhylynskyu V.P.** (1975), "Analiz konstrukcij otechestvennyh vyhlopnnyh patrubkov parovyh turbin i vozmozhnosti snizhenija ih soprotivlenija [Analysis of the designs of domestic exhaust chamber of steam turbines and the possibility of reducing their resistance]", *Teploenergetika*, No. 3, pp. 49–52.
- 4 **Lapuzin, A. and Subotovich, V.** (2016), "Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1181), pp. 90–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Сведения об авторах (About authors)

Лапузин Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-6445-3979.

Lapuzin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate professor, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Юрий Алексеевич – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-9770-2273.

Yudin Yuriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Александр Юрьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

Yudin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Темченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-7235-1107.

Temchenko Sergey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Лапузин, А. В. К оценке эффективности выходных патрубков высокого давления паровых турбин / **А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 88–91. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

Please cite this article as:

Lapuzin, A., Subotovich, V., Yudin, Yu., Yudin, A. and Temchenko, S. (2017), "Estimating an Efficiency of the High Pressure Discharge Nozzles of Steam Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 88–91, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Лапузін, О. В. До оцінки ефективності вихідних патрубків високого тиску парових турбін / **О. В. Лапузін, В. П. Субботович, Ю. О. Юдін, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 88–91. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

АНОТАЦІЯ Розглянуто вплив ступеня розширення і відносного об'єму вісесиметричної збірної камери на коефіцієнти втрат бездифузорних вихідних патрубків ЦВТ з двома відводами. Запропоновано методу оцінки коефіцієнтів втрат, засновану на результатах експериментального дослідження моделей вихідних патрубків на статичному аеродинамічному стенді з імітатором турбінного ступеня. Доведено необхідність установки імітатора при малих відносних об'ємах збірної камери.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр високого тиску, вихідний патрубок, ступінь розширення, об'єм збірної камери, гідравлічні та повні втрати.

Поступила (received) 08.02.2017