

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕОДНОРОДНОСТИ ДАВЛЕНИЯ В МОДЕЛИ ВЫХОДНОГО ПАТРУБКА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

А.А. Сидоров, А.С. Голиков

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Калуга, Российская Федерация  
e-mail: sidpoll@rambler.ru; gas\_83@mail.ru

*Обеспечение вибрационной надежности лопаточного аппарата турбин является важнейшим требованием турбиностроения. Колебания лопаток чаще всего вызывают аэродинамические силы, связанные с неоднородностью полей скоростей и давлений. Однако в научной литературе практически нет сведений, относящихся к проблеме влияния на вибрационное состояние лопаток неоднородности давления в выходных патрубках паровых турбин. Решена задача оценки интенсивности неоднородности статического давления во входном сечении осерадиального патрубка паровой турбины малой мощности. Построена модель патрубка и путем численного моделирования получено распределение статического давления в расчетном сечении патрубка. Проведено экспериментальное исследование неоднородности давления на физической модели патрубка. В качестве рабочего тела использован воздух при  $M = 0,17 \dots 0,19$ . Сравнение полученных результатов с расчетными показало, что удовлетворительное качественное совпадение наблюдается только в диапазоне углов  $0 \dots 180^\circ$ . Предложена методика оценки значения неоднородности. Показано, что неоднородность давления в осерадиальном патрубке турбины, вызванная поворотом потока, существует и предложен метод ее оценки.*

**Ключевые слова:** турбина, выходной патрубок, неоднородность давления, эксперимент.

## EXPERIMENTAL RESEARCH OF PRESSURE IRREGULARITY WITHIN EXHAUST HOOD MODEL FOR LOW-POWER STEAM TURBINE

A.A. Sidorov, A.S. Golikov

Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University,  
Kaluga, Russian Federation  
e-mail: sidpoll@rambler.ru; gas\_83@mail.ru

*Vibrational reliability control for turbine blades is the most important requirement of turbomachinery industry. In most cases blades vibrations are caused by aerodynamic forces connected with irregularity of velocity and pressure fields. However, there are practically no data in scientific literature on the problem of impact on a blades vibration condition of irregular pressure inside exhaust hood for steam turbines. The problem of intensity estimates of static pressure irregularity within the entrance section for axial-radial exhaust hood of low power steam turbine is solved. For this purpose exhaust hood model is built and static pressure distribution within computational the entrance section is obtained by numerical simulation. Then, an experimental research of pressure irregularity was carried out using a physical model of exhaust hood. Air was used as a working body at  $M = 0.17 \dots 0.19$ . The comparison of the obtained results with the computational ones showed that satisfactory quality coincidence is observed only within angle range of  $0 \dots 180^\circ$ . An evaluation method of irregularity value was offered. The research showed that pressure irregularity in the axial-radial exhaust hood caused by the inverted stream exists and the evaluation method has been offered.*

**Keywords:** steam turbine, exhaust hood, pressure irregularity, experiment.

Паровые турбины малой мощности (до 25 МВт) находят широкое применение в промышленности и энергетике. Характерными особенностями этих турбин являются малые объемные расходы пара и компактность конструкции. Часто такие турбины работают в отдаленных регионах страны, поэтому от них требуется высокая эксплуатационная надежность.

Выходной патрубок — важный элемент парового тракта турбины, существенно влияющий на эффективность турбоустановки. Поэтому исследованию патрубков посвящено большое число работ. Основное направление этих исследований связано, как правило, с разработкой методов улучшения их аэродинамических характеристик. Эти проблемы последнее время обсуждаются, например, в работах [1, 2] и др. Отметим, что при всей важности решаемых задач ряд вопросов, относящихся к работе патрубков, остается практически нетронутым. К ним, прежде всего, относится задача о влиянии патрубка на вибрационное состояние рабочих лопаток последней ступени. С практической точки зрения необходимо знать, какова интенсивность возмущающих сил. В настоящее время известно, что выходной осерадиальный патрубок является источником неоднородности давления и скорости потока в области, вплотную примыкающей к рабочим лопаткам последней ступени. Эту неоднородность порождают перепад давления, вызванный поворотом потока на  $9^\circ$  по отношению к горизонтальному разьему, и вихревое движение среды [2]. Можно предположить, что движение лопаток в таком потоке приводит к возникновению переменных аэродинамических сил. Возможно, интенсивность этих сил невелика, но на режимах, близких к резонансу, и резонансе рабочих лопаток амплитуды колебаний могут вызывать усталостные процессы в материале лопаток. Эти важные вопросы рассматривались ранее в работе [3]. Очевидно, что обеспечению динамической прочности рабочих лопаток последней ступени должно уделяться внимание разработчиков.

В целях экспериментальной оценки степени неоднородности статического давления во входном сечении осерадиального патрубка турбины мощностью 6 МВт были проведены испытания двух моделей патрубка: математической и физической, уменьшенной в 7,9 раза. Такая оценка необходима по следующим причинам: для определения значений коэффициентов Фурье в расчетах, связанных с динамической прочностью лопаток; для создания генератора аналогичной неоднородности в экспериментальной установке. Геометрия проточной части модели патрубка показана на рис. 1.

На математической модели с помощью численного эксперимента исследовалась структура течения в криволинейном канале выходного

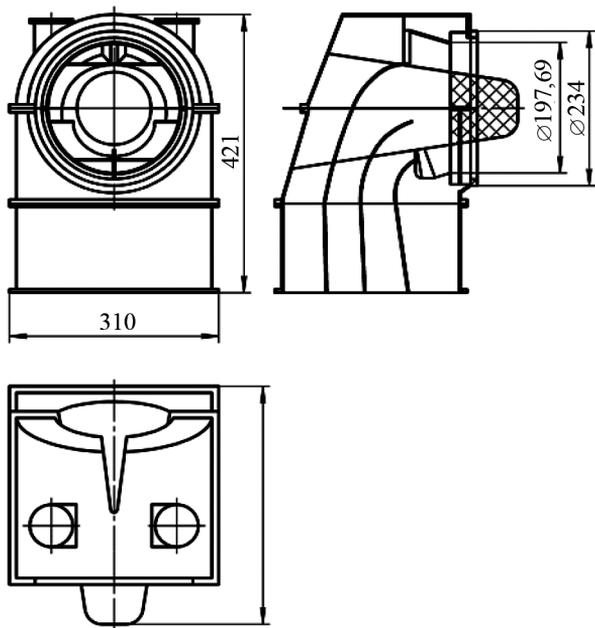


Рис. 1. Модель выходного патрубка турбины

патрубка (рис. 2). Основные расчеты выполнялись с помощью программы FloWorks подключаемого модуля в программном пакете Solid Works. Для расчета использовалась сетка конечных объемов. Граничные условия: на входе расход  $1 \text{ м}^3/\text{с}$ , на выходе — статическое давление 98 кПа.

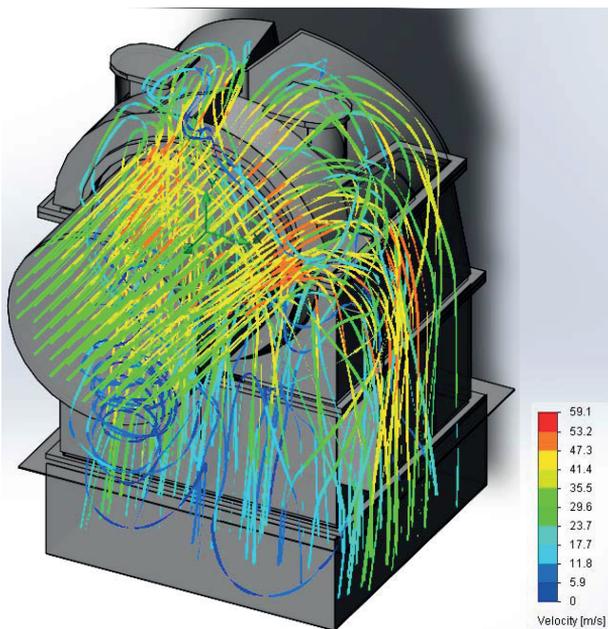


Рис. 2. Линии тока в патрубке

Видно, что течение в патрубке имеет достаточно сложный характер. Наряду с движением отдельных частиц жидкости, повторяющим форму канала, наблюдаются крупномасштабные вихревые структуры. Можно предположить, что они интенсивны и связаны с вторичными течениями в патрубке, возникающими при повороте потока.

Испытания физической модели патрубка проводились в воздушной аэродинамической трубе на линии всасывающего патрубка воздушоводки. Методом численного моделирования было получено изменение статического давления по периметру модели патрубка. Скорость воздуха на входе в модель патрубка  $c_0$  определялась на основании того, что на поток, испытывающий при своем движении поворот на  $90^\circ$ , действуют значительные силы инерции. При моделировании такого потока динамическое подобие можно обеспечить, если сохранить постоянным критерий подобия Фруда в виде

$$Fr = \frac{c_0^2}{gr_0} = \text{idem}, \quad (1)$$

где  $r_0$  — радиус кривизны канала на средней линии;  $g$  — ускорение свободного падения.

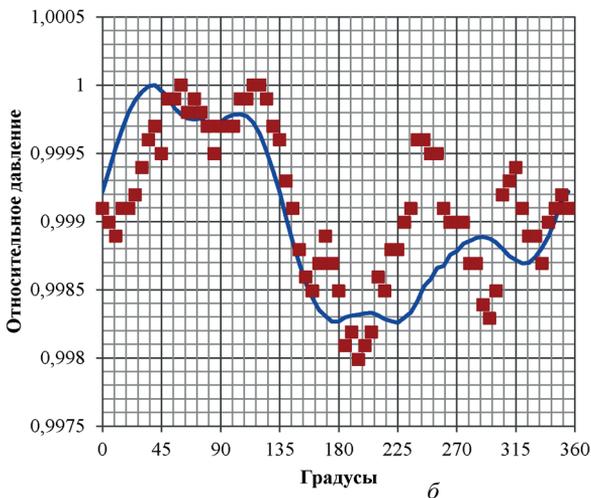
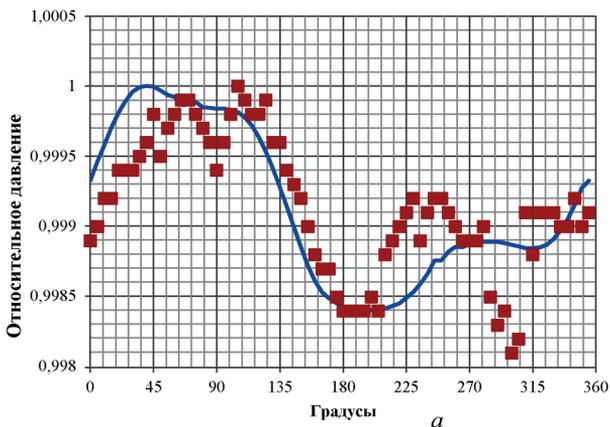
На основе (1) была определена скорость воздуха в модели  $c_0 = 60 \dots 65$  м/с, ( $M = 0,17 \dots 0,19$ ).

Для получения равномерного поля скоростей на входе в патрубок был использован развитый конфузторный участок и выравнивающее устройство типа хонейкомб (устройство для выравнивания потока в виде пчелиных сот).

Влияние последней ступени на течение в патрубке в опытах не моделировалось.

Замеры проводились с использованием зонда статического давления. Значение статического давления определялось в семидесяти двух точках (через  $5^\circ$ ) по окружности на диаметрах 100, 125, 150, 195 мм. Значения регистрировались электронным манометром типа “ПРОМА-ИДМ-ДД-1,6” с погрешностью не более 1 % верхнего предела измерений [4]. Результаты замеров заносились в таблицу, после чего данные обрабатывались в программе Microsoft Excel. Для примера результаты обработки приведены в виде графиков на рис. 3, на котором отображены: теоретическая кривая изменения статического давления и экспериментальные точки замеров по электронному манометру. Графики даны в относительных значениях статического давления на диаметрах 125 и 150 мм.

Аналогичные измерения, выполненные на диаметре 195 мм вблизи стенки, дали большой разброс показаний, что затруднило проведение оценок. Из графиков следует, что статическое давление изменяется по окружности по закону, в какой-то мере, повторяющему теоретическую кривую. Вполне удовлетворительное совпадение имеет место



**Рис. 3.** Распределение давлений по окружностям на диаметрах 125 мм (а) и 150 мм (б)

только для углов в интервале  $0 \dots 180^\circ$ . Далее идут частые смены более низкого давления на высокое. По всей видимости, это происходит потому, что возникающие при повороте интенсивные вторичные токи не подчинены условиям моделирования, направлены в сторону меньшего давления и изменяют его.

Изменение давления в патрубке вызывает периодическое воздействие на рабочие лопатки с периодом, соответствующим времени полного оборота. Сила давления  $q$  зависит от положения этой лопатки (угла  $\varphi$ ) и может быть представлена рядом Фурье:

$$q(\varphi) = Q_0 + \sum_1^{\infty} (U_K \cos k\varphi + Q_K \sin k\varphi).$$

Решая первую из поставленных задач, будем приближенно считать, что изменение давления в патрубке (см. рис. 3) вызывает изменение возбуждающего импульса силы, как показано на рис. 4. Такой

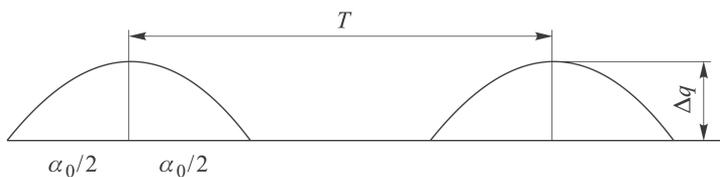


Рис. 4. Изменение силы, действующей на лопатку последней ступени в выхлопном патрубке

импульс называется полусинусоидальным [5] и относительные значения коэффициентов ряда Фурье (гармоник  $U_K$ ;  $Q_K$ ) в этом случае вычисляются по формуле

$$\frac{U_K}{\Delta q} = \frac{\alpha_0}{T} \left\{ \sin \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{2k\alpha_0}{T} - 1 \right) \right] + \sin \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{2k\alpha_0}{T} + 1 \right) \right] \right\}, \quad (2)$$

$$\frac{Q_K}{\Delta q} = 0.$$

Здесь  $\Delta q = \Delta p_2 l_2$  — переменная составляющая нагрузки;  $l_2$  — высота рабочей лопатки;  $k$  — номер гармоники;  $T$  — период;  $\alpha_0$  — угол.

Схема на рис. 4 предполагает, что увеличение силы, действующей на лопатки при входе в зону повышенного давления, происходит постепенно до максимума и также постепенно уменьшается. Зона стабилизации нагрузки отсутствует. Значения периода  $T = 360^\circ$ ,  $\alpha_0 = 180^\circ$ .

Результаты эксперимента с использованием формулы (2) позволяют определить для реальной турбины коэффициенты Фурье при оценке динамических напряжений в лопатках. Для этого требуется найти интенсивность переменной нагрузки  $\Delta q = \Delta p_2 l_2$ , действующей на лопатку, где  $\Delta p_2$  — отклонение от расчетного значения давления, вызванное поворотом потока в патрубке. Значение  $\Delta p_2$  можно оценить расчетным путем, например, использовать одну из основных характеристик выходных патрубков турбин с диффузором — коэффициент восстановления давления [6]. Для несжимаемой жидкости его можно представить в виде

$$\xi = \frac{p_k - p_2}{p_{20}^* - p_2},$$

где  $p_k$  и  $p_2$  — статическое давление на выходе и входе в диффузор;  $p_{20}^*$  — давление полного торможения перед диффузором.

Статическое давление перед диффузором является неоднородным и его можно представить в виде

$$p_2 = p_{20} + \Delta p_2;$$

здесь  $p_{20}$  — расчетное давление на входе в диффузор.

Записывая коэффициент  $\xi$  для сечения патрубка с расчетным значением давления  $p_{20}$  и для сечения с давлением  $p_2$  и, вычитая из второго

первое, получаем разность максимальных значений коэффициента  $\Delta\xi$ , которая определяется в виде

$$\Delta\xi = \frac{\Delta p_2}{p_{20}^* - p_2}.$$

Искомое значение параметра  $\Delta p_2$  для натуре вычисляется по формуле

$$\Delta p_2 = (p_{20}^* - p_2) \Delta\xi. \quad (3)$$

Разность давлений в скобках приближенно определяется из соотношения

$$p_{20}^* \approx p_2 + \rho_2 \frac{c_2^2}{2},$$

где  $c_2$  — скорость потока пара на входе в диффузор (в расчетном сечении);  $\rho_2$  — плотность рабочего тела на входе в диффузор.

Параметр  $\Delta\xi$  для патрубка турбины может быть найден из проведенных опытов на модели расчетного патрубка, так как  $\Delta p_2$  и  $A_2 = c_0$  здесь известны, а значение  $\Delta\xi$  сохраняется неизменным по условиям моделирования.

Проведенные исследования показывают наличие неоднородности статического давления в выходном осерадиальном патрубке турбины, вызванной поворотом потока на  $90^\circ$  по отношению к горизонтальному разьему. Можно предположить, что неоднородность такого вида характерна для патрубков подобной конструкции, а ее интенсивность определяется скоростью потока, характеристиками патрубка и другими факторами.

Продолжение исследований в данном направлении позволит оценить влияние патрубка на вибрационное состояние лопаток последней ступени турбины, что важно для практики.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Касилов В.Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин // Теплоэнергетика. 2000. № 11. С. 28.
2. Рис В.В., Симою Л.Л., Галаев С.А., Гудков Н.Н., Кириллов В.И., Смирнов Е.М., Кириллов А.И., Ермолаев В.В. Численное моделирование процессов течения в выхлопном патрубке паровой турбины: сопоставление результатов расчета с данными натурального эксперимента // Теплоэнергетика. 2009. № 4. С. 11–17.
3. Сидоров А.А., Голиков А.С. Оценка степени неоднородности давления во входном сечении осерадиального патрубка паровой турбины // Аспирант и соискатель. 2010. № 3.
4. Измерители давления многофункциональные ПРОМА-ИДМ, руководство к эксплуатации, 2004, 19 с.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1970. 149 с.

## REFERENCES

- [1] An investigation of facilities acting on swirl flow in the collection chamber of the exhaust hoods for the low-pressure cylinders in steam turbines. for the low-pressure cylinders of steam turbines. *Teploenergetika* [Therm. Eng., vol. 47, no. 11, pp. 984–990], 2000, no. 11, pp. 28 (in Russ.).
- [2] Ris V.V., Smirnov E.M., Kirillov A.I., Galaev S.A., Simoyu L.L., Gudkov N.N., Kirillov V.I., Ermolaev V.V. Numerical simulation of flow in a steam-turbine exhaust hood: comparison results of calculations and data from a full-scale experiment. *Teploenergetika* [Therm. Eng., vol. 56, no. 4, pp. 277–283], 2009, no. 4, pp. 11–17 (in Russ.).
- [3] Sidorov A.A., Golikov A.S. Estimation of degree of pressure irregularity within in the inlet section axial-radial exhaust of steam turbine. *Aspirant i soiskatel'* [Post-graduate and applicants], 2010, no. 3 (in Russ.).
- [4] Izmeriteli davleniya mnogofunktsional'nye PROMA-IDM. Rukovodstvo k ekspluatatsii [Pressure-measuring instrument Multifunctional. Operators manual], 2004. 19 p.
- [5] Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientists and engineers: definitions, theorems, and formulas for reference and review. USA, McGraw-Hill, 1968. 1130 p. (Russ. ed.: Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov. Moscow, Nauka Publ., 1984. 831 p.).
- [6] Deych M.E., Zaryankin A.E. Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin [Gasdynamics of diffusers and exhaust of turbomachinery]. Moscow, Energy Publ., 1970. 384 p.

Статья поступила в редакцию 13.03.2013

Сидоров Альберт Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 114 научных работ в области динамической прочности лопаток и роторов. Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248600, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2.

Sidorov A.A. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Heat Engines and Thermal Physics” department of the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 114 publications in the field of dynamical strength of turbine blades and rotors. Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, Kaluga, 248600 Russian Federation.

Голиков Андрей Сергеевич — аспирант кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 научных работ в области прочности. Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248600, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2.

Golikov A.S. — post-graduate of “Heat Engines and Thermal Physics” department of the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 20 publications in the field of reliability. Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, Kaluga, 248600 Russian Federation.