

Оптимизация конструкций выхлопных патрубков паровых турбин

02, февраль 2014

DOI: 10.7463/0214.0699887

Голдин А. С., Коротков В. В.

УДК 621.165.76-146.2

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

m3kf@bmstu-kaluga.ru

vit.korotkoff@yandex.ru

Введение

Повышение экономичности и эффективности турбоустановки была актуальной проблемой как полвека назад, так остается актуальной и на сегодняшний день [1-8]. Степень экономичности любой турбины определяется располагаемым для ее работы термодинамическим ресурсом и совершенством его использования в турбине. Первое определяется начальными параметрами пара, температурой охлаждающей воды, параметрами промежуточного перегрева и регенерации и не зависит от конструкции турбины; показателем является термодинамический КПД. Второе зависит главным образом от конструкции и характеризуется эффективным КПД. На стадии проектирования турбоустановок необходимо уделять большое внимание получению высокого КПД. Более высокий КПД турбоустановки можно получить путем снижения потерь, как в выхлопном патрубке самой турбины, так и на входе в конденсатор.

В данной работе представлена отработка конструкции выхлопного патрубка турбины К-27-2,9 производства ОАО «КТЗ» на стадии проектирования. Целью отработки конструкции являлось: снижение гидравлического сопротивления патрубка, снижение неравномерности потока на выходе из патрубка, выравнивание потока пара перед трубным пучком конденсатора. Выравнивание потока пара перед трубным пучком конденсатора должно улучшить теплообмен в конденсаторе, повысить надежность работы трубного пучка, снизить шум, понизить потери энергии, повысить КПД турбоустановки в целом.

В работе приводятся исследования характера течения пара в исходной модели патрубка. На основе анализа результатов исследования в конструкцию патрубка вносились изменения, и оценивалось их влияние на характер течения.

Анализ проведенных исследований позволил выбрать три варианта конструкции патрубка.

В целях сравнения выбранных вариантов, для выходного сечения патрубка был посчитан коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска), который характеризует степень неравномерности потока. При равномерном потоке коэффициент Буссинеска $M = 1$.

Наилучшим был выбран вариант конструкции патрубка с наименьшей величиной коэффициента Буссинеска.

Вычислительный эксперимент

Построение моделей и моделирование процессов осуществлялось с помощью программного пакета Solid Works и его приложения COSMOS Flo Works. Изначально была построена исходная модель выхлопного патрубка для изучения характера течения в нём (рис.1). Для исходной модели был выбран патрубок для турбины ПТ-25/34-3,4 производства ОАО «КТЗ» как базовый прототип.

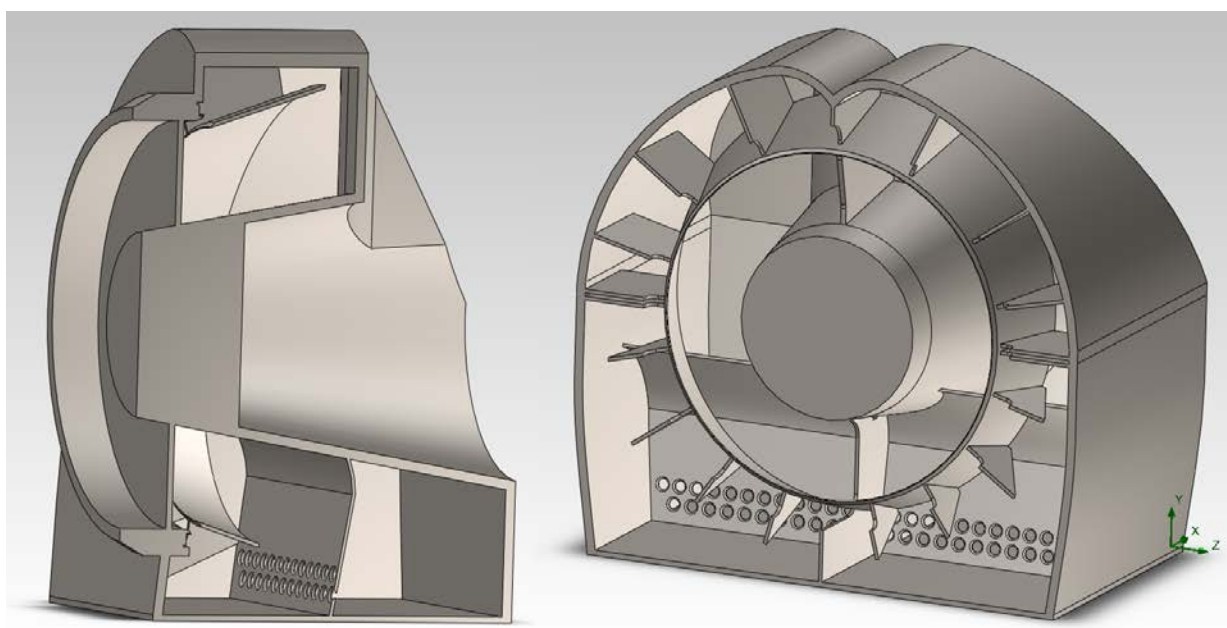


Рис. 1. Исходная модель выхлопного патрубка.

Размер ячеек расчётной сетки подбирался таким образом, чтобы точность расчёта была максимальной при наименьшем времени расчёта. В узких местах (таких как отверстия в дефлекторе) расчётная сетка дополнительно измельчалась (рис. 2).

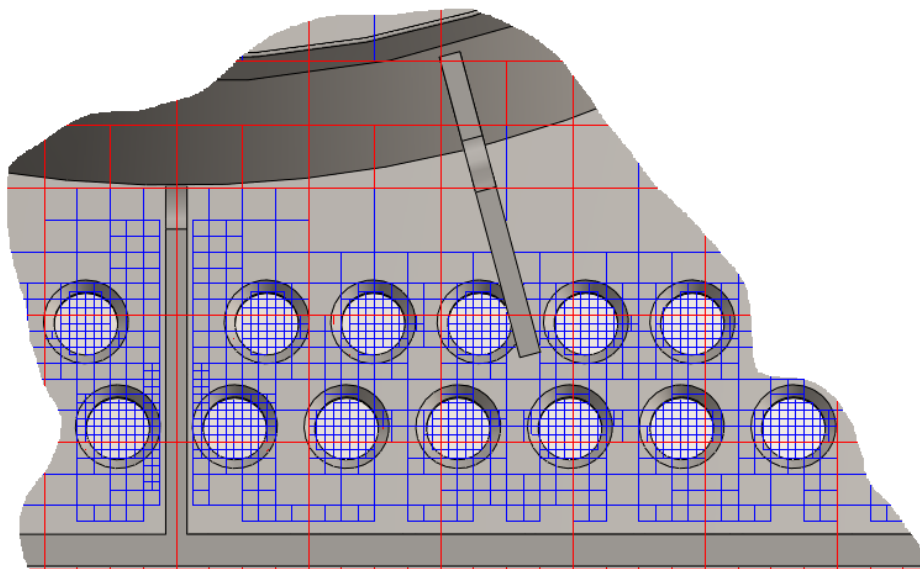


Рис. 2. Расчётная сетка.

Без измельчённой локальной сетки расчёт проводится как для сплошного дефлектора. В результате расчёта было получено поле скоростей потока на выходе из выхлопного патрубка (на входе в конденсатор) (рис.3).

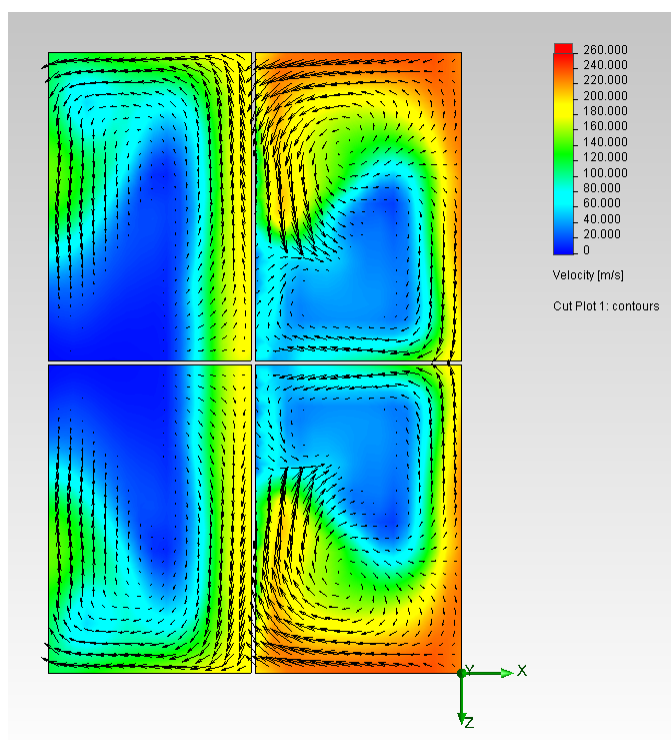


Рис. 3. Поле скоростей (исходный вариант).

Анализ показал, что картина течения потока в выходном сечении исходного варианта патрубка неблагоприятная: большая часть выходного сечения не «работает», наблюдаются широкие зоны

застойных течений и зоны обратных токов. Возле стенок патрубка скорости потока высоки, наблюдаются сильные вихревые течения.

В конструкцию патрубка были внесены изменения. Причём эти изменения конструкции не касались внешних геометрических размеров патрубка – условия монтажа. Изменения вносились с учетом технологичности, т. е. легко реализуемое производством.

Варианты конструкций патрубка

Варианты конструкции патрубка по сравнению с исходным вариантом изменялись следующим образом:

1. Без дефлектора
 2. Без диффузора, без дефлектора
 3. Без диффузора
 4. Полная перфорация дефлектора
 5. Полная перфорация дефлектора, перфорация нижней части диффузора
 6. Полная перфорация дефлектора, укороченный диффузор и 1 ряд отверстий в его нижней части
 7. Прямой дефлектор с полной перфорацией
 8. Прямой дефлектор с полной перфорацией, укороченный диффузор и 1 ряд отверстий в его нижней части
 9. Дефлектор сдвинут вправо (в сторону генератора)
 10. Дефлектор сдвинут вправо и вверх
- Некоторые конструктивные изменения представлены на рис. 4.

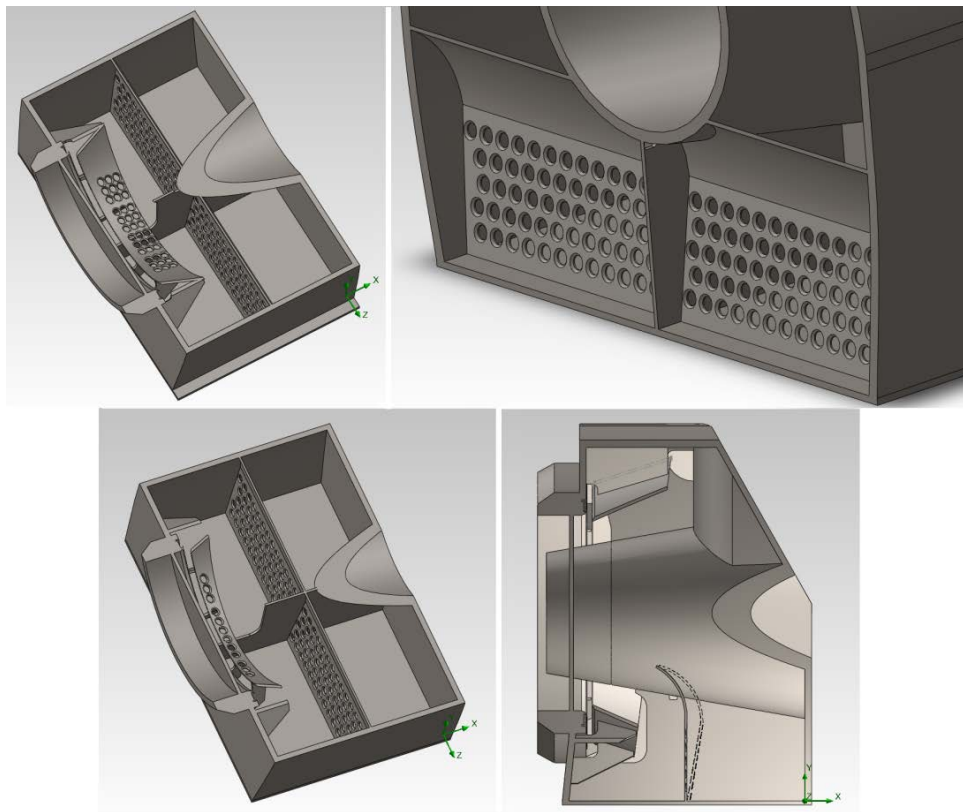


Рис. 4. Варианты конструкции выхлопного патрубка.

Анализ результатов расчёта

Расчёты патрубка без диффузора и/или без дефлектора показали, как данные элементы влияют на характер течения. По результатам этих расчётов и проводилось дальнейшее преобразование конструкции выхлопного патрубка. Перфорация и изменение геометрии диффузора и дефлектора оказали существенное влияние на поле скоростей в выходном сечении. Стоит отметить, что каждый из вариантов конструкции не был принят с первого раза. Проводились расчёты с отверстиями различных диаметров, менялось число рядов отверстий и расстояние между отверстиями. Также менялся угол наклона дефлектора и угол среза диффузора. Из всех вариантов выбирался наилучший. Затем было проведено сравнение полученных 10 вариантов. Поля скоростей в выходном сечении для данных вариантов представлены на рис.5.

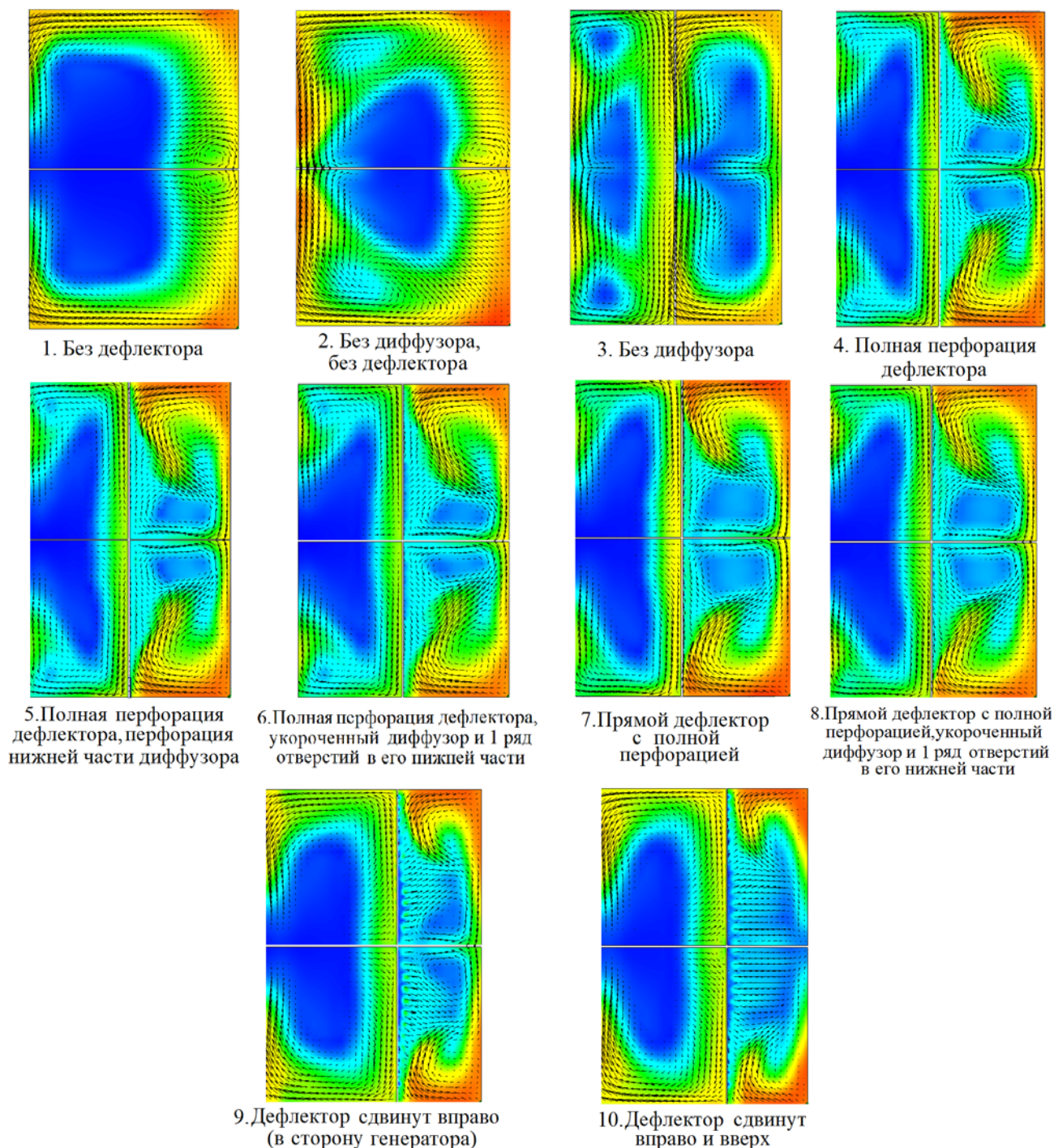


Рис. 5. Поля скоростей для разных конструкций выходного патрубка

При анализе полученных картин течения было сделано несколько выводов.

Во-первых, наибольшая зона застойных течений и обратных токов наблюдается под диффузором. Диффузор «затеняет» поток, и он не успевает выравниваться к выходному сечению. Даже отсутствие диффузора не решило проблему, а добавило другие негативные явления – застойная зона лишь смещается вправо (к дальней по ходу пара стенке патрубка), её площадь увеличивается, и добавляются вихри (как в выходном сечении, так и в вертикальном направлении).

Во-вторых, больший расход потока во всех вариантах наблюдается справа, у стенок (наибольшие скорости показаны красным цветом на рис.5). Т. е. уменьшение синих зон (как слева, так и справа) перераспределит поток, снизив тем самым наибольшие скорости.

В-третьих, если сравнить картину течения в исходном варианте (рис.3) и вариант с полной перфорацией дефлектора (рис.5 вариант 4), то можно увидеть, что введение перфорации практически полностью убрало застойную (синюю) зону в правой части.

Дальнейшие расчёты производились с полностью перфорированным дефлектором. Одновременно с этим введение перфорации для нижней части диффузора (рис.5 вариант 5) добавило лишь небольшую голубую зону в центре большой синей зоны (по сравнению с рис.5 вариант 4). При увеличении угла среза диффузора и соответственно уменьшении числа рядов отверстий (рис. 4, рис. 5 вариант 6) эффект уменьшения синей зоны падает. Дальнейшие варианты конструкции картину течения не улучшили (рис.5 варианты 7,8,9,10).

На основе данного анализа было принято решение - все дальнейшие расчёты производить для трёх вариантов конструкции патрубка:

1. Исходный вариант – широкий диффузор, дефлектор без полной перфорации)
2. Дефлектор полностью перфорирован, широкий диффузор (без отверстий т. к. это не технологично, снижает надёжность, а выигрыш невелик)
3. Дефлектор полностью перфорирован, укороченный диффузор (без отверстий – они в данном варианте почти не оказывают никакого влияния)

Оценка степени неравномерности потока в выходном сечении патрубка

Для количественной оценки рассматриваемых вариантов и сравнения их между собой, был посчитан коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска) для выходного сечения патрубка (1).

$$M = \frac{\int \omega^2 dF}{\omega_k^2 F} \quad (1)$$

Данный коэффициент характеризует **степень неравномерности потока**. При абсолютно равномерном потоке коэффициент Буссинеска $M = 1$. На практике коэффициент больше единицы. В нашем случае, тот вариант конструкции, при котором коэффициент Буссинеска будет ближе всего к единице, будет наиболее оптимальным. По заданным начальным условиям была посчитана средняя скорость потока в выходном сечении патрубка ω_k . Выходная площадь, состоящая из 4

секций, была вычислена из геометрии патрубка (рис.6). Локальная скорость ω замерялась в узлах ячеек со стороной квадрата 30 мм. Площадь ячейки $\Delta F = 0,0009 \text{ м}^2$.

Для каждой из трёх моделей были получены более 5000 значений локальных скоростей ω - довольно высокая точность расчётов (рис. 7).

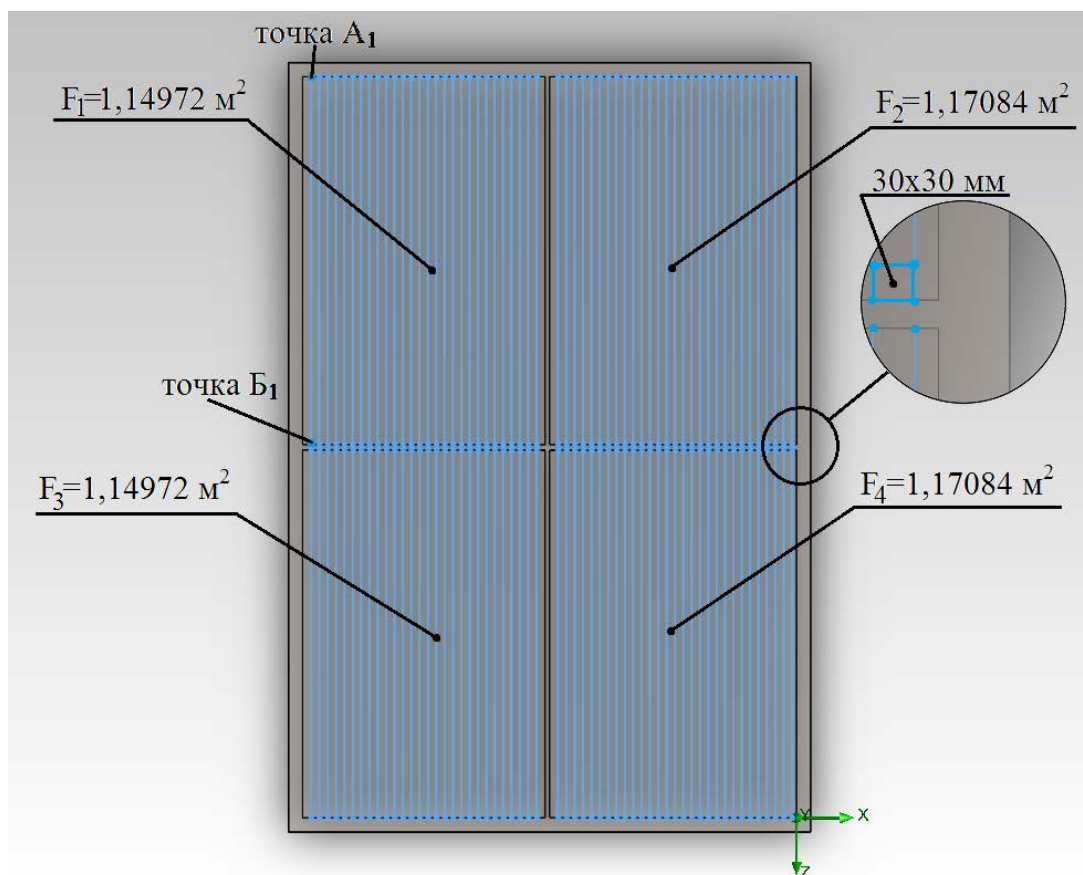


Рис. 6. Геометрия выходного сечения.

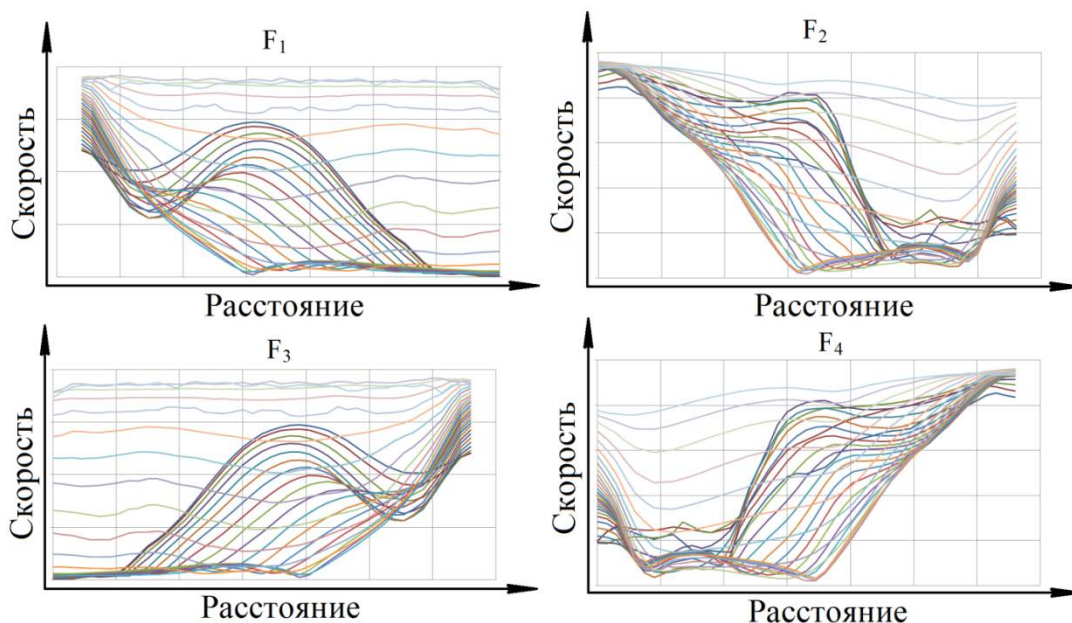


Рис. 7. Графики скоростей в выходном сечении (по линиям А_п-Б_п рис. 6) для исходного варианта конструкции патрубка.

Заключительные результаты исследований

Для каждого из трёх вариантов конструкции был найден коэффициент Буссинеска.

1. Для исходного варианта (широкий диффузор, дефлектор без полной перфорации) $M = 1,97$
2. Для варианта с полностью перфорированным дефлектором и широким диффузором (без отверстий) $M = 1,85$
3. Для варианта с полностью перфорированным дефлектором и укороченным диффузором (без отверстий) $M = 1,76$

Наиболее близок к единице коэффициент в третьем варианте конструкции выхлопного патрубка. Это означает, что из представленных вариантов данный вариант является наилучшим. По сравнению с исходным вариантом, усовершенствованный третий вариант имеет неравномерность на 18 % меньше.

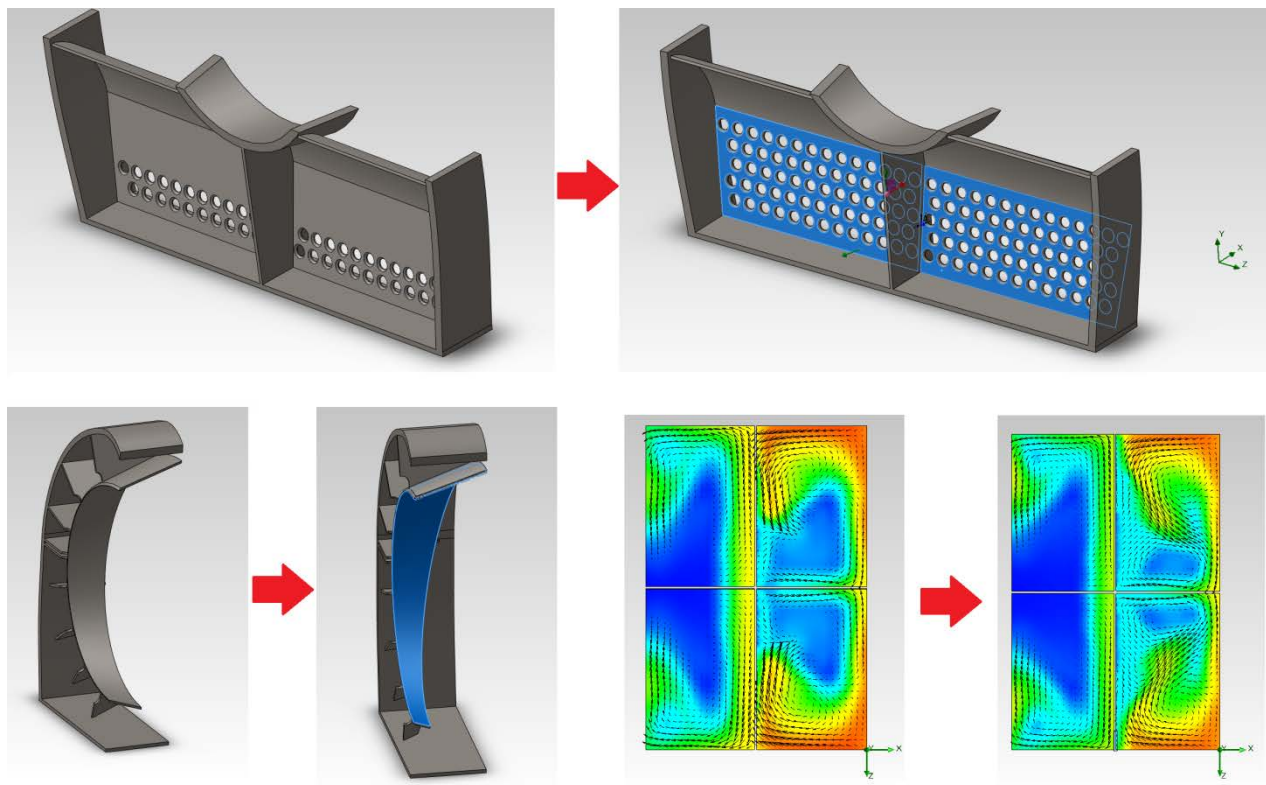


Рис. 8. Исходный и усовершенствованный варианты конструкции патрубка.

По результатам расчёта был спроектирован патрубок, который и вошёл в конструкцию турбины К-27-2,9.

Список литературы

1. Трухний А.Д., Костюк А.Г., Трояновский Б.М. Основные научные проблемы создания паротурбинных установок для энергоблоков нового поколения // Теплоэнергетика. 2000. № 11. С. 2-9.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 274 с.
3. Грибин В.Г. Разработка методов повышения эффективности диффузорных элементов турбомашин : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1984.
4. Денисов В.Н., Юрбев Ю.Н., Касилов В.Ф., Агафонов Б.Н. Выбор конструкции выходного патрубка ЦНД повышенной пропускной способности // Теплоэнергетика. 1995. № 1. С. 68-72.
5. Касилов В.Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин // Теплоэнергетика. 2000. № 11. С. 28-34.

6. Симою Л.Л., Лагун В.П., Гудков Н.Н., Кириллов В.И. Влияние кинематики потока пара при входе в выходной патрубок турбины на его характеристики // Теплоэнергетика. 1997. № 1. С. 25-30.
7. Stastny M. Advanced Steam Flow Path of Scoda new Generation Turbines // Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants. Czech Republic, Karlovy Vary, 1994. P. 299-304.
8. Голдин А.С., Коротков В.В. Использование трехмерного моделирования при проектировании или модернизации элементов проточных частей турбоустановок // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 3. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/568880.html> (дата обращения 23.02.2014).
9. Идельчик И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов). М.: Машиностроение, 1983. 351 с.
10. Френкель Н.З. Гидравлика. 2-е изд. М.: ГосЭнергоИздат, 1956. 456 с.

Optimization of Design of Steam Turbine Exhaust Conduits

02, February 2014

DOI: **10.7463/0214.0699887****A.S. Goldin, V.V. Korotkov**

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

m3kf@bmstu-kaluga.ruvit.korotkoff@yandex.ru

Improving effectiveness turbine was and remains a key issue for today. In order to improve the efficiency of the turbine is necessary to reduce losses in the steam turbine exhaust conduit.

This paper presents the design optimization exhaust conduit steam turbine K-27-2.9 produced by JSC «KTW» at the design stage. The aims of optimizing the design were: decreasing hydraulic resistance of the conduit, reduction of non-uniformity of the flow at the outlet of the conduit, equalizing steam flow ahead of the condenser tube bundle.

The conduit models were made and flows in it were simulated in environment of the Solid Works and its application COSMOS Flo Works.

As the initial conduit model was selected exhaust conduit of turbine PT-25/34-3.4 produced by JSC «KTW». Was obtained by the calculated velocity field at the outlet of the conduit. The analysis of the calculation results revealed the necessity of changes to the initial design of the conduit. The changes were accompanied by calculating currents flow in the conduit, and assessed the impact of design changes on the nature of the course. Further transformation of the construction of the conduit was held on the results of these calculations. Construction changes are not touched by the outer geometry of the conduit, and were introduced to meet technological.

According to calculation results, conclusions were drawn and selected three versions of the conduit.

Given are the research results for the initial conduit model and modified design versions. In order to evaluate the flow degree of irregularity the momentum factor (Bussinesku factor) for outlet cross-section of the selected conduit design version. Analysis of the research results made it possible to determine optimum design of the exhaust conduit.

Introducing the suggested alterations in the conduit design will result in improvement of heat exchange in the condenser, an increase in reliability of the tube bundle operation, a decrease in noise and power losses, as well as a rise of the turbine plant efficiency in general.

Publications with keywords: steam turbine, exhaust conduit, steam outlet from the turbine, optimization of design, resistance decrease, flow non-uniformity, decrease in noise, rise of the turbine plant efficiency, reliability of operation, tube bundle, decrease in power losses

Publications with words: steam turbine, exhaust conduit, steam outlet from the turbine, optimization of design, resistance decrease, flow non-uniformity, decrease in noise, rise of the turbine plant efficiency, reliability of operation, tube bundle, decrease in power losses

References

1. Trukhniy A.D., Kostyuk A.G., Troyanovskiy B.M. [The Main Scientific Problems in Creating Steam-Turbine Installations for the New Generation of Power Units. Part 2]. *Teploenergetika*, 2000, no. 11, pp. 2-9. (English translation: *Thermal Engineering*, 2000, vol. 47, no. 11, pp. 953-961.).
2. Zaryankin A.E., Simonov B.P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust conduits of steam and gas turbines]. Moscow, MEI Publ., 2002. 274 p. (in Russian).
3. Gribin V.G. *Razrabotka metodov povysheniya effektivnosti diffuzornykh elementov turbomashin. Avtoref. kand. diss.* [Development of methods of increasing the efficiency of diffuser elements of turbomachines. Abstract of cand. diss.]. Moscow, 1984. (in Russian).
4. Denisov V.N., Yurbev Yu.N., Kasilov V.F., Agafonov B.N. [Select design of exhaust conduit of LPC with increased bandwidth]. *Teploenergetika*, 1995, no. 1, pp. 68-72. (in Russian).
5. Kasilov V.F. [An Investigation of Facilities Acting on Swirl Flow in the Collection Chamber of the Exhaust Hoods for the Low-Pressure Cylinders in Steam Turbines]. *Teploenergetika*, 2000, no. 11, pp. 28-34. (English translation: *Thermal Engineering*, 2000, vol. 47, no. 11, pp. 984-990.).
6. Simoyu L.L., Lagun V.P., Gudkov N.N., Kirillov V.I. [Influence of the Inlet Steam Flow on the Operation of the Turbine Hood]. *Teploenergetika*, 1997, no. 1, pp. 25-30. (English translation: *Thermal Engineering*, 1997, vol. 44, no. 1, pp. 25-30).
7. Stastny M. Advanced Steam Flow Path of Scoda new Generation Turbines. *Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants*. Karlovy Vary, Czech Republic, 1994, pp. 299-304.
8. Goldin A.S., Korotkov V.V. [Using three-dimensional modeling when designing or improving of elements of flowing parts of turbines]. *Inzhenernyy vestnik MGTU im. N.E. Bauman - Engineering Herald of the Bauman MSTU*, 2013, no. 3. Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/568880.html> , accessed 23.02.2014. (in Russian).
9. Idel'chik I.E. *Aerogidrodinamika tekhnologicheskikh apparatov. (Podvod, otvod i raspredelenie potoka po secheniyu apparatov)* [Aerohydrodynamics of technological devices. (Inlet, outlet and flow distribution over the cross section of devices)]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 351 p. (in Russian).
10. Frenkel' N.Z. *Gidravlika* [Hydraulics]. Moscow, GosEnergoIzdat, 1956. 456 p. (in Russian).