

РЕЗУЛЬТАТЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО И ПРОЧНОСТНОГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТК-32

© 2012 Д. А. Колмакова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье приводятся результаты прочностного и газодинамического совершенствования осевой турбины турбокомпрессора ТК-32. Цель работы - обеспечить работоспособность турбины при увеличении частоты вращения на 10% без потери КПД. Анализ напряжённо-деформированного состояния показал, что на пере рабочей лопатки имеется область повышенных напряжений, которые при увеличении частоты вращения превышают допустимые.

Был найден вариант смещения периферийных сечений рабочей лопатки, который позволил уменьшить напряжения на 20%. Газодинамический расчёт показал, что предлагаемый вариант модернизации приводит к росту КПД на 0,4%.

Турбокомпрессор; рабочее колесо; газодинамический анализ; напряжённо-деформированное состояние; коэффициент запаса прочности.

Турбокомпрессор ТК-32 (рис.1) был разработан на ОАО «Пензадизельмаш» (г. Пенза, Россия) для использования на дизель-генераторах 1А-9ДГ производства ОАО «Коломенский завод». В ходе его эксплуатации возникла необходимость форсирования двигателя. В результате изменился режим работы турбокомпрессора. В частности, частота

вращения турбокомпрессора увеличилась с 25500 до 28000 об/мин. В этой связи ОАО «Пензадизельмаш» обратилось в СГАУ с просьбой оценить влияние форсирования на напряжённо-деформированное состояние турбины ТК-32 и её газодинамическую эффективность, а также дать рекомендации по их улучшению.

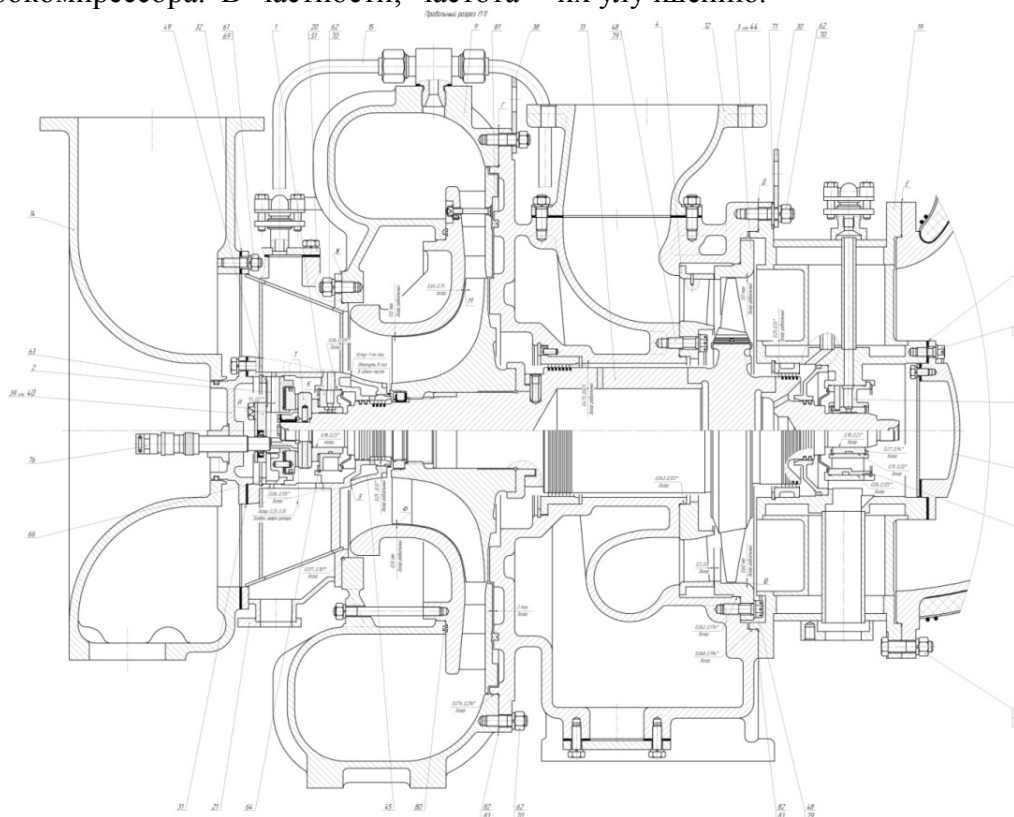


Рис. 1. Турбокомпрессор ТК-32

Газодинамический расчёт исходного варианта турбины

Для исследования газодинамических характеристик существующей осевой турбины турбокомпрессора ТК-32 в программе Ansys CFX была разработана трёхмерная расчётная модель потока в ступени, включающая в себя зону течения вокруг лопатки соплового аппарата (СА), зону течения вокруг лопатки рабочего колеса (РК) и зону свободного потока на выходе из турбины. Для сокращения требуемых ресурсов компьютера и времени расчёта модели потока в СА и РК содержат только по одному межлопаточному каналу. Поэтому на боковых границах расчётной области были установлены граничные условия периодичности (рис. 2).

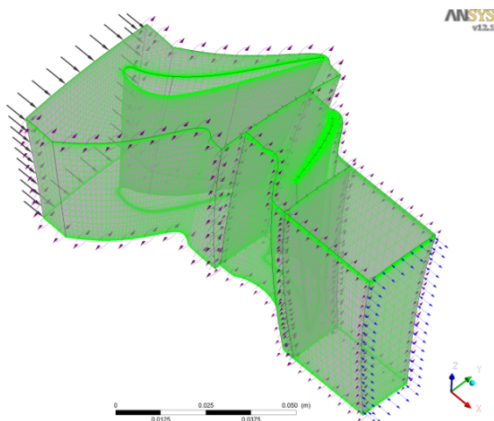


Рис. 2. Расчётная модель потока в турбине турбокомпрессора ТК-32

Сетка конечных элементов создавалась таким образом, чтобы обеспечить значение величины y^+ не более 3. Общее количество элементов в сетке СА составляет 250000 элементов, в сетке РК 500000 элементов. При создании сетки РК моделировался радиальный зазор между ротором и статором. Величина радиального зазора была принята в соответствии с рабочим чертежом равной 1мм.

Модель турбулентности - SST k- ω . Расчёт производился в стационарной постановке. Параметры потока на входе и выходе из РК осреднялись в окружном направлении (подход Mixing Plane).

В результате проведённого расчёта была получена картина течения, а также параметры потока во всех точках рассматриваемой области течения на номинальном ($n=25500$ об/мин) и форсированном ($n=28000$ об/мин) режимах работы. Анализ структуры потока в межлопаточных каналах турбины не выявил зон с неблагоприятной структурой течения. Для иллюстрации на рис. 3 и 4 приведены поля распределения некоторых параметров потока при работе турбины на номинальном режиме ($n=25500$ об/мин). Расчётное значение КПД турбины на данном режиме составило $\eta_t=83,6\%$.

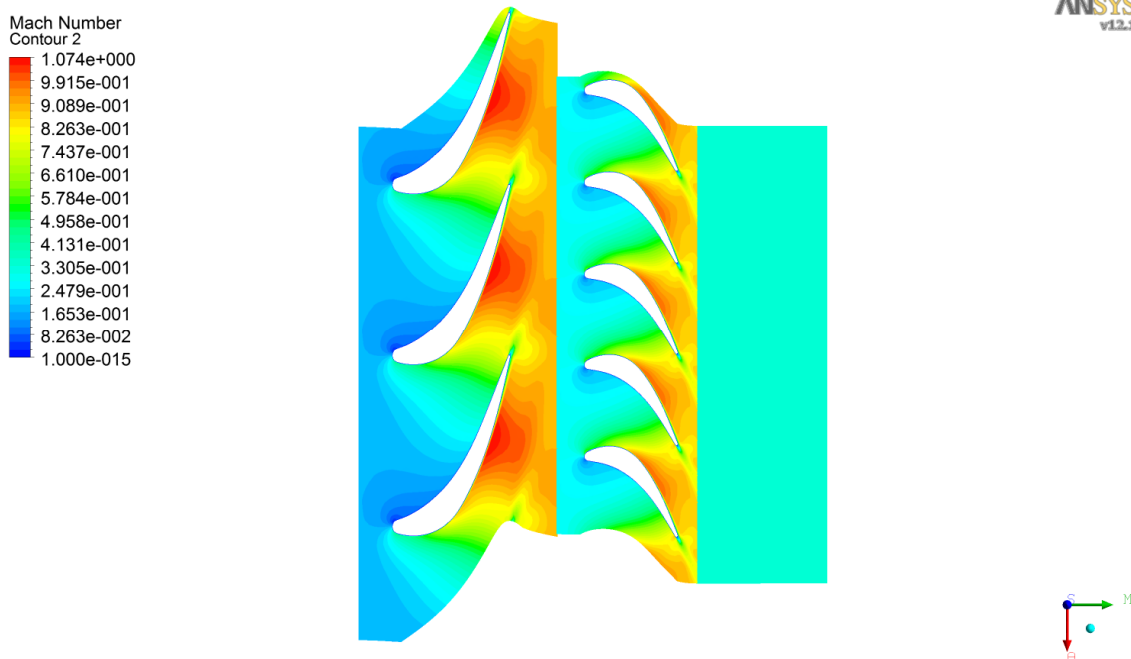


Рис. 3. Поле распределения значения числа Маха M в абсолютной системе координат на среднем диаметре турбины

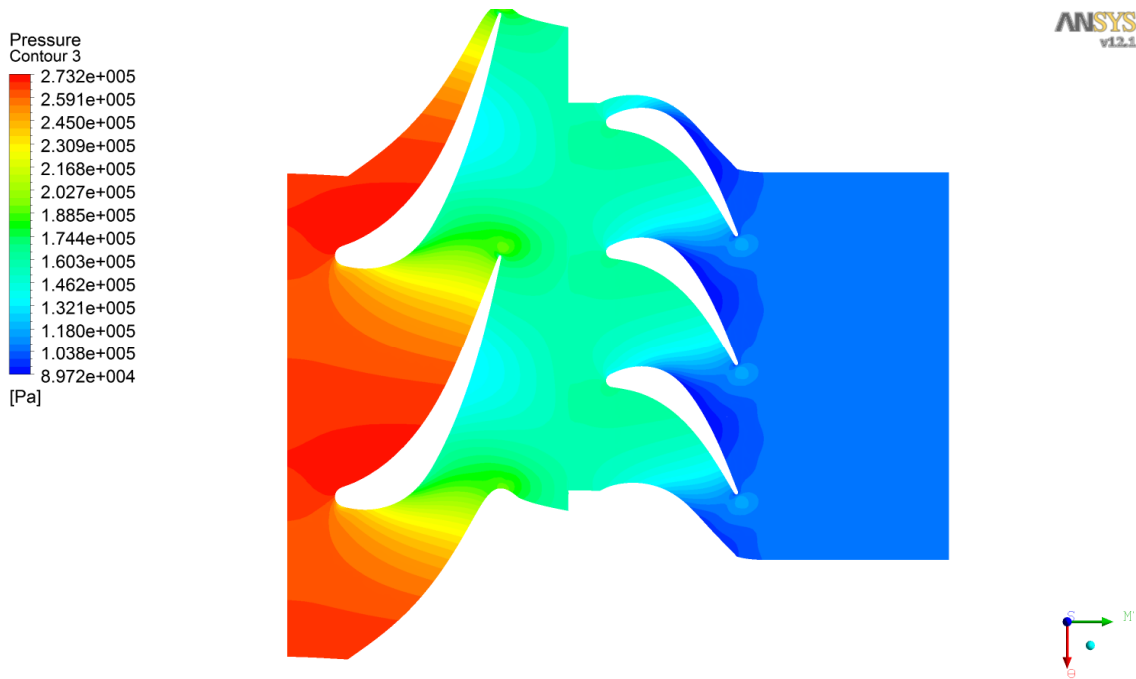


Рис. 4. Поле распределения статического давления на среднем диаметре турбины

Анализ прочностного состояния турбины

Полученные в газодинамическом расчете поля давлений и температур на поверхности лопаток были использованы в качестве граничных условий при расчёте на статическую прочность рабочего колеса турбины в программе Ansys. Модель для расчёта на прочность содержит полное рабочее колесо, состоящее из диска, замкового соединения и пера лопатки. Поскольку расчётная модель обладает циклической симметрией, то при проведении исследований моделировался только сектор, содержащий одну лопатку. На его боковых поверхностях устанавливалось периодическое граничное условие (рис. 5).

Расчётная модель нагружалась газовыми (полученными ранее в программе Ansys CFX) и центробежными силами. Температура диска была принята по данным термометрирования, предоставленным ОАО «Пензадизельмаш». Поскольку диск турбины приварен к валу, то расчётная модель РК имеет жесткое закрепление на переднем и заднем фланцах.

Созданная расчётная модель разбивалась упорядоченной сеткой из конечных элементов типа Solid 185 и 186. В местах контакта зубьев ёлочного замка с пазами диска были использованы специальные кон-

тактные элементы, ограничивающие перемещения элементов.

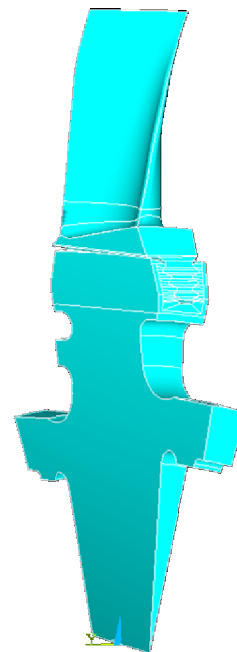


Рис. 5. Расчётная модель для прочностного анализа рабочего колеса турбины турбокомпрессора ТК-32

Напряжённо-деформированное состояние оценивалось на двух режимах: номинальном ($n=25500$ об/мин) и форсированном ($n=28000$ об/мин).

Полученные в расчёте данные свидетельствуют о том, что на номинальном режиме ($n=25500$ об/мин) исходный вариант турбины турбокомпрессора ТК-32 в целом

удовлетворяет условиям прочности, однако следует отметить, что полученные коэффициенты запаса прочности опасно близки к минимально допустимым. На форсированном режиме ($n=28000$ об/мин) максимальная величина эквивалентных напряжений составляет 600МПа (рис. 6), что соответствует коэффициенту запаса прочности 1,25. Данная величина ниже допустимых значений (допускаемая величина 1,3). Кроме того, было выявлено наличие пластических деформаций в замковой части диска и лопатки.

Обращает на себя внимание тот факт, что максимум напряжений на пере лопатки наблюдается в её верхней части, на высоте 2/3 от корня лопатки (рис. 6). Это говорит о том, что они вызваны изгибом лопатки. Данное заключение подтверждается тем фактом, что на участке спинки лопатки, находящемся за областью максимальных напряжений, действуют напряжения сжатия. Сделанный вывод косвенно подтверждается имеющимися в эксплуатации случаями обрыва верхней трети рабочих лопаток турбины турбокомпрессора ТК-32.

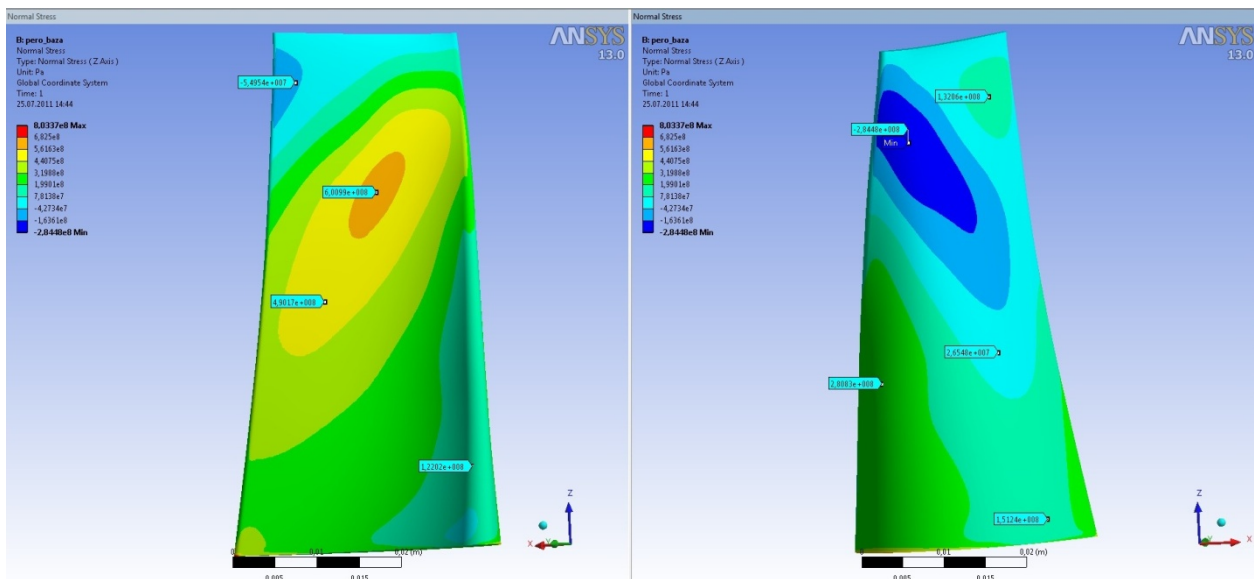


Рис. 6. Картина нормальных напряжений на пере базовой рабочей лопатки при $n=28000$ об/мин (слева - чорытце, справа - спинка)

Модернизация турбины

Повышенные изгибные напряжения являются следствием специфической формы пера рабочей лопатки. Её верхние сечения значительно развёрнуты относительно нижних, что нарушает центрирование сечений по высоте. В результате действующие на периферийную часть центробежные силы вызывают повышенный крутящий момент, изгибающий перо.

Уменьшить напряжения изгиба можно за счёт «выноса» периферийных сечений лопатки. Здесь под термином «вынос» подразумевается смещение сечений пера в окружном направлении.

Для уменьшения напряжений изгиба в пере рабочей лопатки турбины турбокомпрессора ТК-32 периферийные сечения сле-

дует смещать в окружном направлении в сторону спинки.

Было проведено исследование влияния выносов трёх периферийных сечений в окружном направлении на напряжённо-деформированное состояние в лопатках рабочего колеса. В результате был найден вариант (периферийное сечение сместилось на величину $0,05h$ в сторону спинки) (рис. 7), позволяющий снизить максимальные напряжения на повышенном режиме до 506,8 МПа (на 18%), что соответствует коэффициенту запаса 1.49 (рис. 8). Следует отметить, что полученная величина коэффициента запаса на форсированном режиме ($n=28000$ об/мин) не превышает значение коэффициента запаса исходного варианта на номинальном режиме ($n=25500$ об/мин).

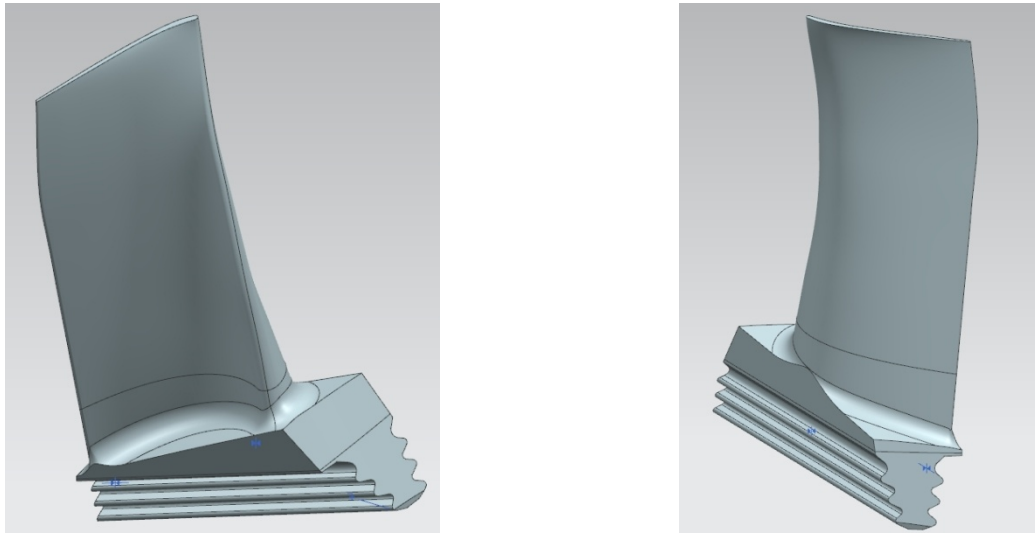


Рис. 7. Внешний вид модернизированного варианта лопатки

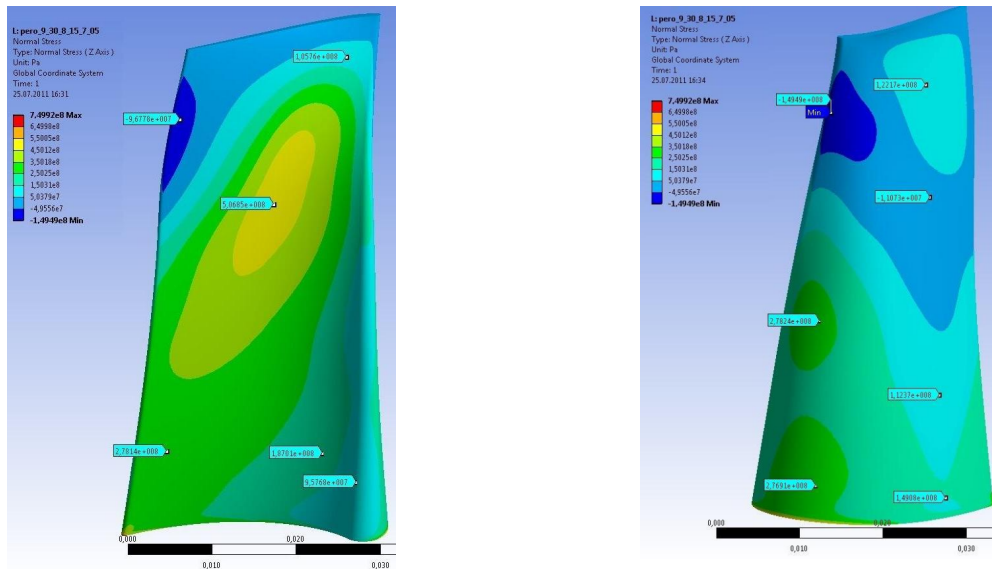


Рис. 8. Картина нормальных напряжений на пере модернизированной рабочей лопатки при $n=28000$ об/мин (слева - корытце, справа - спинка)

Течение в модернизированной турбине было исследовано с помощью программы Ansys CFX. В результате было установлено, что предлагаемый вариант наклона периферийных сечений на режиме $n=25500$ об/мин повышает КПД турбины на 0,4% (абс.).

Модернизация замкового соединения и выбор числа лопаток

Для устранения пластических деформаций в замковом соединении был выбран другой, более крупный, типоразмер замка ёлочного типа, что потребовало по условиям размещения на диске сократить число лопаток с 49 до 43. Для того, чтобы оценить влияние данного решения на эффективность турбины, в программе Ansys CFX было про-

ведено исследование влияния числа рабочих лопаток на величину КПД. Полученная зависимость показана на рис. 9. Число сопловых лопаток при этом не менялось.

Из приведённого графика видно, что для всех вариантов исполнения пера лопатки уменьшение числа лопаток РК приводит к увеличению КПД турбины более чем на 1%. Это связано с уменьшением поверхности трения, сокращением числа кромочных следов и уменьшением относительных размеров вторичных вихрей. При числе лопаток более 40 величина КПД вновь начинает падать из-за снижения крутящего момента на лопатках РК.

Обращает на себя внимание тот факт, что вариант лопатки с выносами периферийных сечений превосходит по газодинамической эффективности базовый вариант.

Анализируя график на рис. 9, можно заключить, что уменьшение числа лопаток РК с исходных 49 до 43...41 не только не ухудшит газодинамическую эффективность турбины, но и улучшит её на 0,8...1,0%.

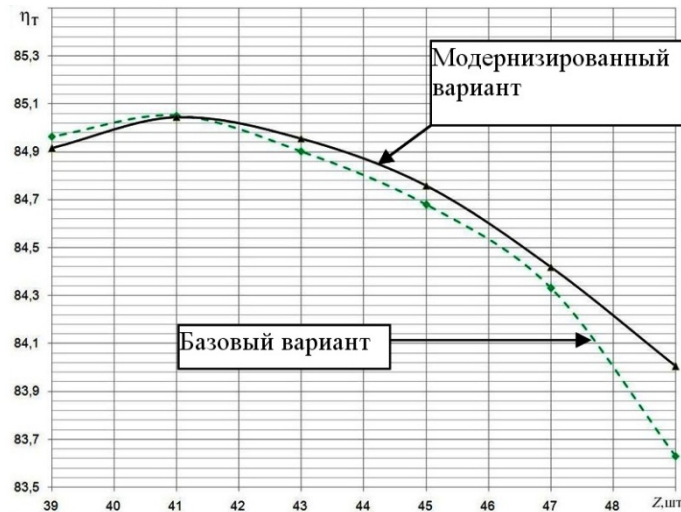


Рис. 9. Зависимость КПД турбины турбокомпрессора ТК-32 от числа лопаток РК при неизменном числе лопаток СА (пунктир – исходный вариант лопатки, сплошная линия – лопатка с выносами)

Выводы

В результате проведённого исследования установлено, что рабочее колесо турбины турбокомпрессора ТК-32, производимого в ОАО «Пензадизельмаш», при форсировании до $n=28000$ об/мин не будет удовлетворять условиям прочности. Слабыми местами конструкции являются перо и замковое соединение.

В ходе проведения исследований установлено, что напряжения в лопатке могут быть существенно снижены за счёт выполнения выноса верхних трёх сечений на $0,05h$ в окружном направлении в сторону спинки, замены замкового соединения лопатки на соединение по ОСТ 1.10975-81 с углом раскрытия $\varphi=30^\circ$ и шагом зубьев $S=3,2$ мм, а также сокращения числа лопаток РК до 43 при сохранении числа сопловых лопаток.

Предложенный вариант модернизации пера исходной лопатки позволяет удовле-

творить условиям прочности на всех режимах и увеличить КПД турбины на 1%.

В настоящее время на ОАО «Пензадизельмаш» готовятся к изготовлению лопатки, модернизированной указанным образом. Кроме того, изготовлен и испытан турбокомпрессор с сокращенным числом рабочих лопаток до 43. Замковое соединение и форма пера остались прежними. Результаты экспериментального исследования показали увеличение КПД турбины на 1%.

Научные исследования проведены при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России.

Библиографический список

1. Попов, Г.М. Расчётное изучение структуры потока вблизи втулочного сечения в лопаточном венце осевой турбины [Текст] / Г.М. Попов, О.В. Батулин // Вестн. СГАУ, - 2009. – № 3 (19). – Ч.2. – С. 365-368.

THE RESULTS OF GAS DYNAMIC AND STRENGTH IMPROVEMENT OF TURBO-CHARGER TK-32 AXIAL TURBINE

©2012 D. A. Kolmakova

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The results of strength and gas dynamic improvement of turbocharger TK-32 axial turbine are presented. Turbocharger is used as unit boost for diesel locomotive. The aim of this work was to ensure turbine work capacity when rotor speed is increased by 10% without efficiency reduction. The strain-stress state analysis indicated the region of high stresses on rotor blade body. These stresses exceed allowable values when rotor speed was increased.

The *variant* of peripheral rotor blade section displacement, allowing to reduce the level of stresses by 20%, was found. Gas dynamic calculation showed that variant of rotor blade modernization results in an increase of efficiency by 0.4%.

Turbocharger, rotor wheel, gas-dynamic analysis, stress strain state, the load factor.

Информация об авторах

Колмакова Дарья Алексеевна, магистрант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kolmakova.daria@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы ВРД.

Kolmakova Daria Alekseevna, magistrand of the Theory of Engine for Flying Vehicle Department, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: kolmakova.daria@gmail.com. Area of Research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.