

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ЛОПАТКОЙ И СТАТОРОМ ТУРБИНЫ

Юртаев А.А., Ирышков Б.В., Бадыков Р.Р.

Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва, г. Самара, don.yurtaev2016@yandex.ru

Ключевые слова: микро-ГТД, турбина, радиальный зазор, ANSYS, конечно-элементная модель, давление на лопатку, распределение температур, изгиб, ротор, статор, газодинамика.

В тезисах рассматривается работа по определению величины радиального зазора осевой турбины на максимальном режиме работы малоразмерного газотурбинного двигателя тягой 220 Н в двух вариантах расчета: с учетом газодинамики и без. Величина радиального зазора между ротором и статором турбины определяет КПД турбины и обеспечивает её надежную работу. Минимальный радиальный зазор соответствует максимальному режиму работы двигателя, а также режиму останова двигателя [1]. Турбина (рис. 1) состоит из рабочего колеса 1 и соплового аппарата 2.

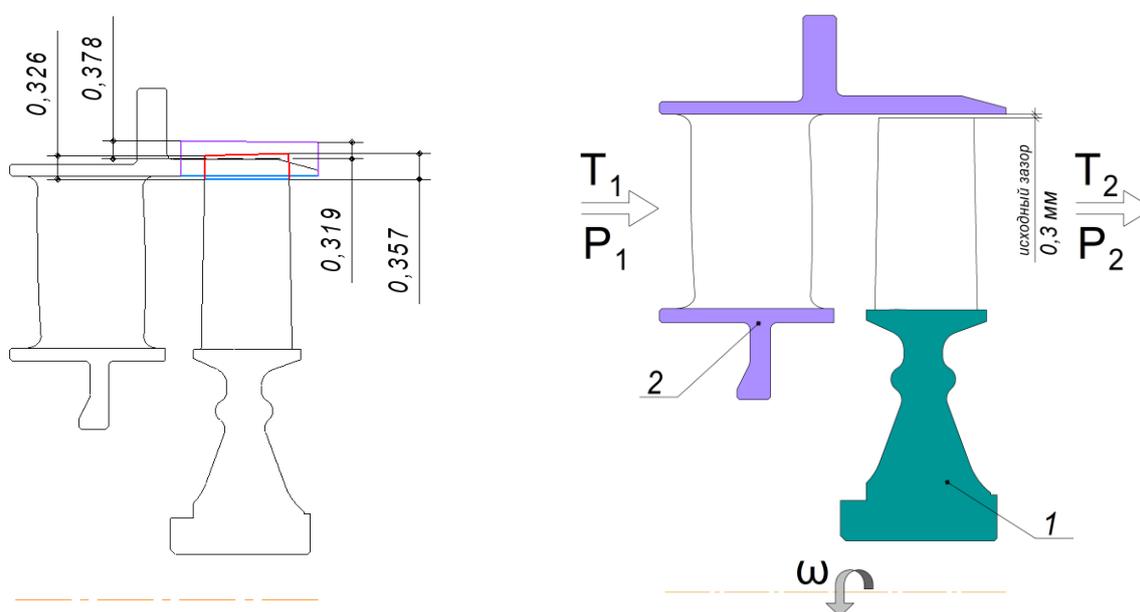


Рис. 1 – Конструктивная схема турбины и суммарные радиальные деформации, мм

Для расчета без учета газодинамики в качестве граничных условий задавались: давление на лопатки, температура на входе и выходе, а также коэффициенты теплоотдачи. Для учета газодинамики использовался предварительный CFX-расчет. Для этого были импортированы сектора рабочего колеса и статора в TurboGrid, где настраивалась геометрия лопаток ротора и статора (осевой и радиальный зазоры) и создавалась сетка конечно-элементной модели (554564 кэ), которая затем передавалась в Fluid Flow (CFX). В CFX была настроена модель: на входе в турбину задавался массовый расход $G = 0,432$ кг/с, а на выходе статическое давление $P = 136806$ Па, также задавались параметры рабочего тела (идеальный газ) и турбины, соответствующие максимальному режиму работы двигателя: $\omega = 120000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, $T_{\Gamma}^* = 1020$ К. В результате проведенного CFX-расчета были получены значения давлений на лопатки и распределение температур по лопаткам ротора и статора, которые затем были перенесены в прочностной расчет турбины.

Для уменьшения времени расчета в пакете ANSYS были созданы две конечно-элементные (КЭ) модели: ротор (30 тыс. кэ) и статор (12 тыс. кэ). Модели обладают поворотной симметрией. Материалом для СА и турбины служит высокопрочный жаропрочный гранулируемый никелевый сплав ВВ751П. Ввиду отсутствия некоторых данных (таких как модуль Юнга) для расчёта было принято решение заменить его практически идентичным исходному по химическим и физическим характеристикам сплавом ЭП881 со следующими характеристиками: плотность 8300 кг/м^3 , коэффициент температурного расширения, $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ C}^{-1}$, модуль Юнга, $1,94 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона 0,3. Теплоемкость задавалась в виде табличной зависимости от температуры.

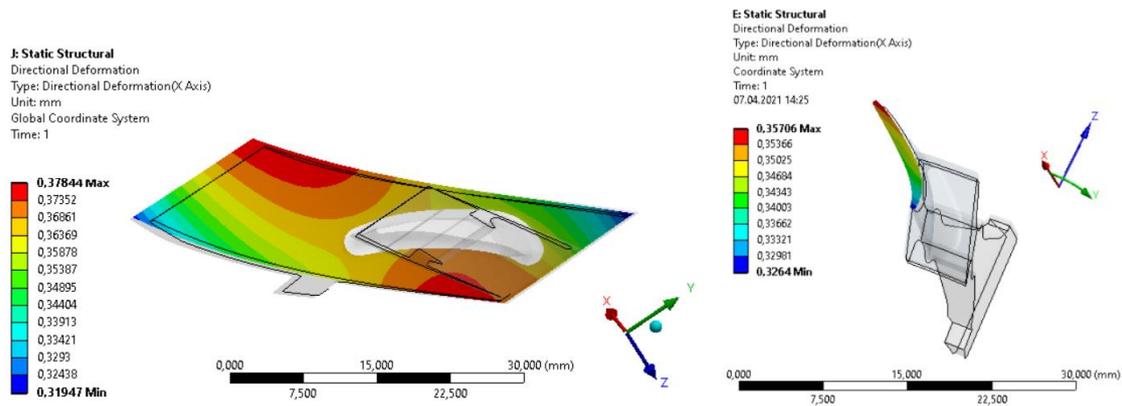


Рис. 2 – Суммарные радиальные деформации статора и ротора

Таблица 1 – Результаты расчетов

Радиальные деформации	Ротор турбины				Статор СА			
	Min		Max		Min		Max	
	Без учета газодинамики	С учетом газодинамики						
Термическое расширение, мкм	283,58	374,83	292,31	385,36	317,19	284,64	377,2	312,53
Центробежные силы, мкм	38,866	38,866	67,794	67,801	-	-	-	-
Перепад давления, мкм	-3,072	-1,356	3,802	1,609	-2,7	-0,41	4,78	0,65
Суммарные деформации, мкм	326,4	415,3	357,06	451,85	319,47	287,39	378,44	314,23

В соответствии с результатами расчёта установлено, что максимальное влияние на величину зазора оказывает термическое расширение (85% для ротора и 100% для статора), а минимальное – центробежные силы (15%) и перепад давления (менее 1%). Отрицательное значение зазора от перепада давления вызвано изгибом лопаток и компенсируется центробежными силами. Расхождение результатов объясняется тем, что при расчете без учета газодинамики температуры были завышены, а так как максимальное влияние на радиальный зазор оказывает именно термическое расширение, отсюда и большое расхождение в величине зазора. Благодаря расчету в CFX удалось определить тягу и КПД двигателя, которые соответственно равны 212,15Н и 0,865, что соответствует заданным исходным данным.

Результаты расчета в дальнейшем предстоит уточнить с помощью связанного термопрочностного расчета, который позволит определить тепловой поток от рабочего тела к стенкам лопатки и получить более точное распределение температуры по лопаткам рабочего

колеса и соплового аппарата, так как именно распределение температур оказывает большое влияние на радиальный зазор.

Список литературы

1. Шалина Р. Е. Авиационные материалы // Жаропрочные стали и сплавы. Сплавы на основе тугоплавких металлов. Т. 3. М.: ВИАМ, 1989. 566 с.
2. Старцев Н.И., Фалалеев С.В. Конструкция узлов авиационных двигателей: учебное пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. 112 с.
3. Кулагин В.В. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн.2. М.: Машиностроение, 2003. 616 с.

Сведения об авторах

Юртаев Артем Алексеевич, студент. Область научных интересов: динамика процессов в торцевых газодинамических бесконтактных уплотнениях.

Ирышков Борис Владимирович, студент. Область научных интересов: динамика процессов в торцевых газодинамических бесконтактных уплотнениях.

Бадыков Ренат Раисович, канд. техн. наук, старший преподаватель. Область научных интересов: динамика процессов в торцевых газодинамических бесконтактных уплотнениях, условия работы активных магнитных подшипников в авиационном двигателе.

DETERMINING THE RADIAL CLEARANCE BETWEEN TURBINE BLADE AND STATOR

Yurtaev A.A., Iryshkov B.V., Badykov R.R.

Samara National Research University, Samara, Russia, don.yurtaev2016@yandex.ru

Keywords: micro-GTE, turbine, radial clearance, ANSYS, finite element model, blade pressure, temperature distribution, bending, rotor, stator, gas dynamics.

In this work, the radial clearance between the turbine blade and the stator flange of a small-sized GTE with 220N thrust was determined at the maximum operating mode in the CAE-package Ansys using two finite element models in two versions: taking into account the gas dynamics in the fan and not taking it into the account. As a result, the deformation of the rotor and stator in the radial direction were obtained.