

## МОДЕРНИЗАЦИЯ ОПОРЫ ТУРБИНЫ НАЗЕМНОГО ГТД

Пименов Е.В., Ефремов Д.В., Шаронов А.И., Аксенов Е.В., Соколов А.А.  
ПАО «ОДК -Кузнецов», г. Самара, Evgeniy.pimenov.1994@mail.ru

*Ключевые слова: Турбина, опора турбины, подшипник, надежность, прочностной расчет опоры турбины*

Критической проблемой в эксплуатации газотурбинного двигателя наземного (индустриального) применения является недостаточная надежность опорных узлов подшипников. Работоспособность подшипников на назначенный ресурс достижима при эксплуатации с монтажными условиями в соответствии с конструкторской документацией и с минимально допустимым перекосом колец [1, 2]. По статистике, с ростом наработки двигателей наблюдается тенденция к увеличению вероятности отказов в эксплуатации по причине разрушения роликовых подшипников опоры турбины, зачастую сопровождающихся повышенными вибрациями. По результатам микрометрического обмера материальной части при переборках после эксплуатации двигателей зафиксирована потеря геометрии посадочной поверхности подшипникового пакета с демпфером в корпусе подшипников. Это наиболее вероятно вызвано работой подшипника со значительны перекосом в условиях высоких вибрационных нагрузок, что косвенно подтверждается расчетно и отражается в вибрационном сигнале двигателей, снятых с эксплуатации по причине разрушения подшипников [3]. Решение данной проблемы реализовано за счет модернизации корпуса подшипников, являющегося опорой для подшипников турбин каскадов низкого и среднего давления (НД и СД соответственно) (рис. 1).

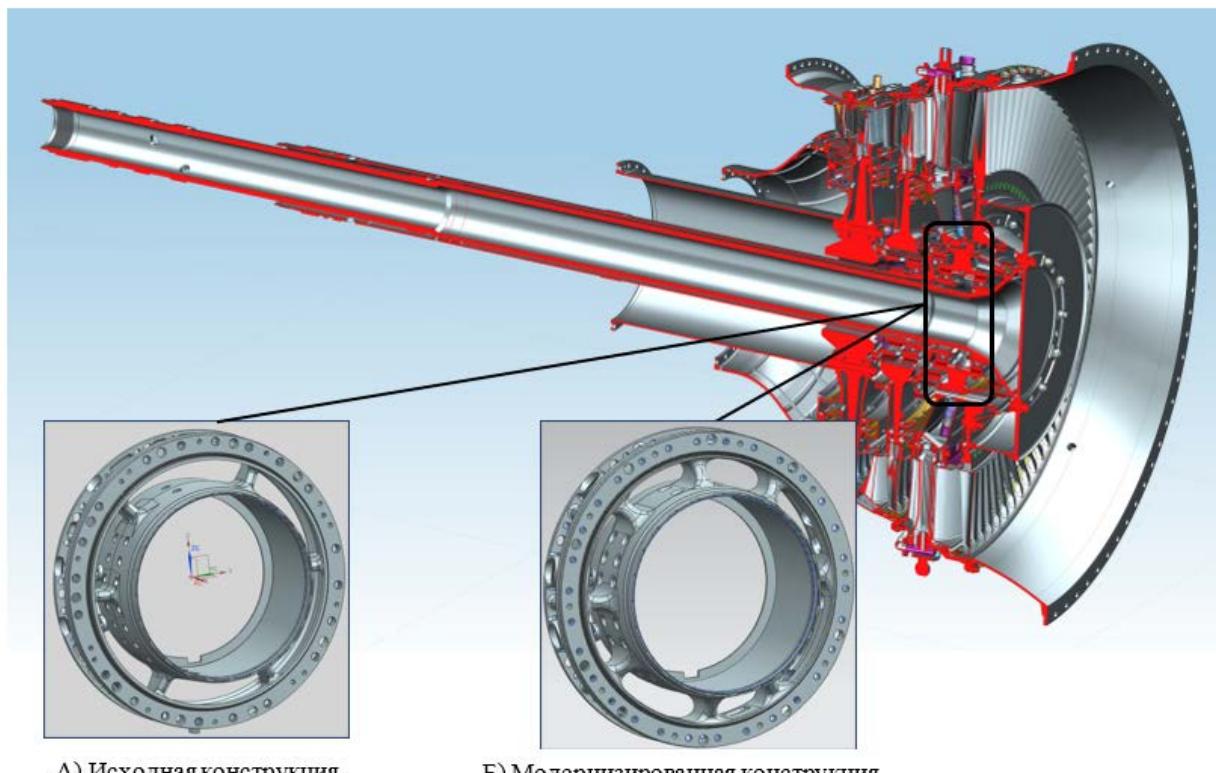


Рис. 1 – Корпус опоры подшипниковое в составе турбины

Увеличение жесткости конструкции осуществлялось за счет усиления и увеличения силовых элементов корпуса подшипников. В качестве сравнительной оценки проанализирована радиальная жесткость представленных вариантов (рис. 2).

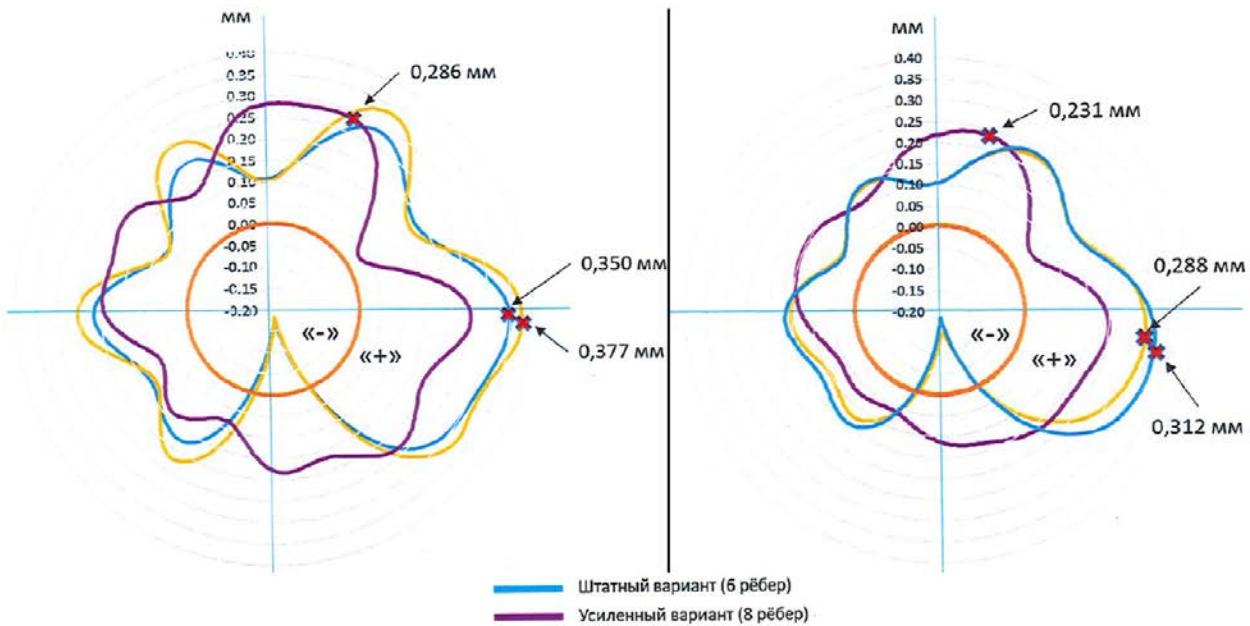


Рис. 2 – Круговые диаграммы радиальных перемещений мест посадки левого (СД) и правого (НД) подшипников в опоре турбины, мм

Видно, что усиленный корпус подшипников имеет более равномерную жесткость по посадочным местам подшипников в отличии от штатной конструкции. Также модернизированная конструкция корпуса подшипников располагает пониженным уровнем перемещений от эксплуатационных нагрузок в области роторных опор, что благоприятно скажется на уменьшение перекоса колец в эксплуатации.

С улучшением картины жесткости также конструктивно обеспечены потребные прочностные показатели в виде удовлетворительных коэффициентов запаса длительной прочности на назначенный ресурс и отсутствия пластических деформаций. Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) проведен в составе опоры турбины. Модель также включает в себя примыкающие корпуса турбины СД и турбины НД. Границные условия приняты для режима 25 МВт ( $t_H = +15^\circ\text{C}$ ), как для одного из наиболее нагруженных режимов, на ресурс 100000 часов. По результатам расчетов установлено, что полученный запас длительной прочности модернизированного корпуса подшипников удовлетворяет требованиям регламентирующей документации по прочности для работы.

В табл. 1 приведено сравнение модернизированной конструкции корпуса с исходной по критериям прочности.

Табл. 1. Сравнение конструкций по результатам расчетов

Параметр	Исходный корпус	Модернизированный корпус
Первые главные напряжения, МПа	833	498
Пластические деформации, мм/мм	0,0043	отсутствуют
Суммарные перемещения, мм	0,973	0,673
Радиальные перемещения, мм	0,71	0,401

Дополнительно стоит отметить, что по результатам расчета роторной динамики с учетом жесткости опорного узла модернизированной конструкции опоры подтвержден необходимый уровень отстройки критических частот от постоянных рабочих режимов.

Введенные изменения позволяют внести вклад в снижение вероятности отказов по причине разрушения роторных подшипников за счет модернизации конструкции корпуса подшипников. При использовании новой конструкции прогнозируется минимизация перекосов обойм подшипника, что, безусловно, должно положительно сказаться на надежности опорного узла турбины. В рамках проведенных изменений снижена

напряженность корпуса подшипников, а также расчетно подтверждена достаточная отстройка критических частот от рабочих режимов двигателя.

### **Список литературы**

1. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. – 390 с.
2. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и [и др.]; под общ. ред. Д.В. Хронина. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
3. Балыкин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н. Макарчук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ЕТД. – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета им. Академика С.П. Королева, 2007. – 257 с.

## **MODERNIZATION OF THE TURBINE SUPPORT OF THE GROUND-BASED GTE**

Pimenov E.V. , Efremov D.V, Sharonov A.I., Aksenov E.V., Sokolov A.A,  
JSC Kuznetsov, Samara, Russia

*Keywords: turbine support, bearing, reliability, strength calculation of turbine support*

The critical problem during operation of the industrial gas turbine engine is the low reliability of the supports of the bearing nodes. Often engines are returned from operation due to the destruction of bearings. The efficiency of the bearings during work of the assigned resource can be achieved at the expense with the necessary installation conditions and with the minimum allowable skewness of the rings of the bearing. This work is aimed at developing the design of the bearing support that meets these requirements.