

шенные значения температуры в объёме КС ($T_s=2550$ К) и использовались в качестве начального распределения параметров для расчётов по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*.

Результаты расчётов по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation* использовались для сопоставления распределения параметров, полученных по другим моделям горения.

Сопоставление результатов расчёта по моделям *Flamlet* и *Finite-Rate/Eddy-Dissipation* показало следующее:

- газодинамические характеристики (различные потери), рассчитанные по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*, соответствуют диапазону данных, полученных по модели *Flamlet* для разных сеточных моделей;

- полнота сгорания по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation* является весьма низкой и не согласуется с результатами, полученными по модели *Flamlet*;

- температура продуктов сгорания на выходе КС, рассчитанная по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*, ниже температуры, полученной по модели *Flamlet*;

- эмиссионные характеристики, рассчитанные по модели *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*, не соответствуют результатам, полученным по модели *Flamlet* и экспериментальным данным.

Библиографический список

1. Постников А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН. 2002. 286 с.

2. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Исследование смешения в комбинированном горелочном устройстве малоэмиссионной камеры сгорания ГТД. – Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, 2013. №1. С. 8-14.

3. Мингазов Б.Г., Явкин В.Б., Сабирзянов А.Н., Бакланов А.В. Анализ применимости моделей горения для расчёта многофорсунной камеры сгорания ГТД. – Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королёва. 2011. №5(29). С. 208-214.

УДК 621.822.6

РАСЧЁТ ОПТИМАЛЬНОЙ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ ОДНОРЯДНЫХ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

©2016 Е.П. Жильников¹, В.В. Мурашкин², В.С. Базыков²

¹Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва
²«ЕПК Самара»

THE CALCULATION OF THE OPTIMUM AXIAL LOAD SINGLE ROW BALL BEARINGS

Zhilnikov E.P. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)
Murashkin V.V., Basikov V.S. (JSC "EPK Samara", Samara, Russian Federation)

The paper presents an analysis of axial load impact on the performance and durability of the single-row ball bearings. Durability calculations has been performed by contact stresses in view of the centrifugal force at high speeds. It has been shown that to improve the durability the bearing should be loaded with axial load. Recommendations are given for the calculation of the optimal loads.

Радиальные шариковые подшипники применяются преимущественно при радиальных нагрузках. Вместе с тем допускается [1] осевая нагрузка до 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки.

Опыт эксплуатации показывает, что для повышения ресурса и снижения вибраций ротора целесообразно создавать шариковому подшипнику определённой величины осевую нагрузку.

В [2] Ерошкиным предложены рекомендации по допустимой осевой нагрузке при различных значениях начального угла контакта. Вместе с тем не показано, как изменяются приведённая динамическая нагрузка и долговечность при изменении осевой нагрузки.

В настоящей работе приведены результаты теоретических исследований влияния осевой нагрузки на работоспособность и

долговечность однорядного шарикового подшипника. Подшипники могут работать при высоких и сверхвысоких скоростях вращения. В этом случае при расчётах подшипников учитывались не только центробежные силы тел качения, но и изменение радиальных зазоров в подшипниках вследствие расширения колец от посадочных натягов, центробежного и температурного расширения. На рис. 1 приведена рассчитанная по ГОСТ 18855 номинальная долговечность подшипника №201 в зависимости от осевой нагрузки при $F_r = 850$ Н.

Видно, что оказывает влияние на долговечность только осевая нагрузка свыше 200 Н. Тогда относительная величина $F_a/F_r = 200/850 = 0,235$, что меньше величины, рекомендованной в [2].

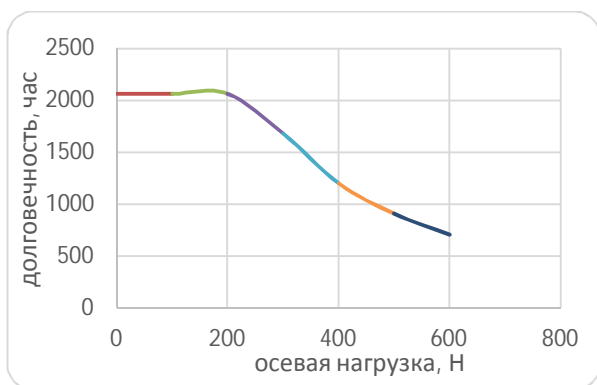


Рис. 1. Зависимость долговечности радиального шарикового подшипника от осевой нагрузки по ГОСТ 18855

При расчёте по базовым контактным напряжениям учитываются деформации колец от посадочного натяга, температурного и центробежного расширения, как показано в [3]. Кроме того, выполняется расчёт кинематики и режима смазывания в контактах. В результате определяются толщины смазочных слоёв, характеристики режима смазывания и коэффициенты, учитывающие влияние гидродинамических смазочных слоев на контактную выносливость, для внутреннего и наружного контактов.

Для вращающегося внутреннего или наружного кольца эквивалентные напряжения определяются на основе теории линейного суммирования повреждений в сечениях по центрам площадок контакта всех шариков с учётом вероятности разрушения во всех сечениях [3]. При расчётах учитываются

только напряжения, превышающие предел контактной выносливости.

На рис. 2 приведены зависимости долговечности от осевой нагрузки при различных значениях радиального зазора при $n = 30000$ об/мин.

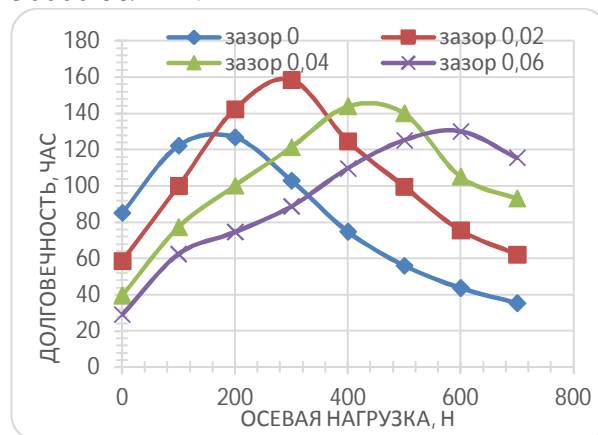


Рис. 2. Зависимость долговечности радиального шарикового подшипника от осевой нагрузки при различных зазорах

Видно, что характер зависимости долговечности от осевой нагрузки одинаков при всех значениях радиального зазора. Вместе с тем значение осевой нагрузки, при которой имеется максимум долговечности, увеличивается с увеличением зазора.

Известно, что с увеличением радиального зазора увеличивается начальный угол контакта при осевом смещении без деформаций.

Принимая зависимость относительной осевой нагрузки от угла контакта α_0^o в градусах линейной, получим выражение:

$$(F_a/F_r)_{opt} = 0,173 + 0,0188 \cdot \alpha_0^o.$$

Тогда рекомендуемую в [2] таблицу можно заменить на табл. 1.

Таблица 1 - Рекомендуемые отношения осевой и радиальной нагрузок

Отношение F_a/F_r по [2]	Угол контакта α_0^o	Отношение $(F_a/F_r)_{opt}$
$\leq 0,35$	0	0,173
0,35 – 0,8	12	0,399
0,8 – 2,5	26	0,662
Свыше 2,5	36	0,850

Таким образом, для повышения долговечности подшипника он должен быть нагружен определённой величины осевой нагрузкой. Величина оптимальной осевой на-

грузки зависит от радиального зазора в подшипнике.

Приведены рекомендации по определению оптимального значения осевой нагрузки для однорядных шариковых подшипников.

Библиографический список

1. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник – каталог. – М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

2. Биргер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник / 3-е издание. – М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

3. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н., Макаручук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 254 с.

УДК 621.438

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПРИ СТРУЙНОЙ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ ГТД

©2016 А.В. Мещеряков, А.П. Шулепов

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL ON FORMATION OF SURFACE LAYER DURING THE JET HYDRO ABRASIVE PROCESSING OF GAS TURBINE ENGINE DETAILS

Meshcheryakov A.V., Shulepov A.P. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

The work presents the mathematical model of the surface microrelief formation process with abrasive jet machining. The basis of the model is a single act of contact interaction of abrasive particles with treated surface.

Применение струйной гидроабразивной обработки (ГАО) позволяет решить ряд проблем, связанных с обеспечением заданных показателей состояния поверхностного слоя на окончательных операциях изготовления деталей газотурбинных двигателей (ГТД) сложного профиля. Однако до настоящего времени разработка операций струйной ГАО требует значительного объёма опытных работ по выбору оптимальных технологических условий, обеспечивающих заданное состояние поверхностного слоя при максимальной производительности. При этом выбор оптимальных условий обработки является многовариантной задачей, требующей учёта и анализа значительного количества факторов. Поверхностный слой при струйной ГАО формируется за счёт многократных ударов абразивных частиц и возникающих при этом процессов пластического деформирования и микрорезания.

Сложность процессов, происходящих в зоне контакта гидроабразивной струи с поверхностью, требует создания математической модели, позволяющей прогнозировать состояние поверхности и определять опти-

мальные режимы обработки.

Микрорельеф поверхности после струйной ГАО представляет собой совокупность следов (лунок), оставляемых на поверхности частицами абразива. Величина микронеровностей определяется глубиной внедрения частиц в обрабатываемую поверхность.

Формирование микрорельефа при струйной гидроабразивной обработке происходит в течение вполне определённого времени, а затем процесс стабилизируется и шероховатость поверхности не изменяется. Возможны три случая формирования микрорельефа поверхности:

- получаемая после обработки шероховатость поверхности превышает исходную шероховатость;
- формируется новый микрорельеф без изменения величины исходной шероховатости;
- шероховатость поверхности в процессе обработки уменьшается.

Возникновение того или иного случая, а также время, необходимое для формирования нового микрорельефа, зависят от высоты