

Величина сжатия $\delta = 6\%$ для рассмотренной в качестве модели трубы в абсолютных величинах составляет 9 мм, что при толщине данной трубы 35 мм составляет 26% толщины. Из табл. 1 видно, что при $\delta = 6\%$ расхождение результатов аналитического и численного решений не превышает 10%.

Таким образом, можно утверждать, что приближённое аналитическое решение применимо в прикладных задачах при величине сжатия эллиптического внешнего контура до $\delta = 6\%$. Результаты выполненной работы, а также исследований [1,2,4] позволяют сделать вывод о хорошей согласованности численного и аналитического решений с учётом двух приближений.

Библиографический список

1. Москалик А.Д. Применение метода

возмущений к задаче о несоосной трубе в условиях установившейся ползучести. – Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки. –2013. –№ 4 (33). – С. 76–85.

2. Радченко В.П., Москалик А.Д., Адеянов И.Е. Сравнительный анализ приближённого аналитического и конечно-элементного решений для несоосной трубы // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки. –2014. –№ 3 (36). –С. 39–49.

3. Ивлев Д.Д., Ершов Л.В. Метод возмущений в теории упругопластического тела. – М. : Наука, 1978. – 208 с.

4. Радченко В.П., Москалик А.Д. Приближённое аналитическое решение задачи для трубы с эллиптическим внешним контуром в условиях установившейся ползучести // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки. – 2014. – № 4 (37). – С. 65–84.

УДК 621.822.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РОЛИКОПОДШИПНИКА ГТД МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С ЦЕЛЬЮ КОРРЕКТИРОВКИ РАСЧЁТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКА

© 2018 В.Н. Яковкин, В.Э. Зибзеева, М.В. Кирьянова, И.Л. Гладкий,

АО "ОДК-Авиадвигатель", г. Пермь

EVALUATION OF GAS TURBINE ENGINE ROLLER BEARING LOADS BY FINITE ELEMENT METHOD TO ADJUST BEARING DURABILITY ANALYSIS

Yakovkin V.N., Zebzeeva V.E., Kiryanova M.V., Gladkiy I.L. (JSC "ODK-Aviadvigatel", Perm, Russian Federation)

The paper presents the comparative results of calculating the life factor of a bearing of one standard size by domestic and foreign methods. In order to correct the calculated life factor, obtained by the domestic method, the paper provides the analysis of the results of calculating the roller bearing, undertaken by the finite element method. It is presented that for a roller bearing having a temperature spread, the correction in the first approximation gives an underestimation of the resource in 100 times.

В работе представлены сравнительные результаты расчёта долговечности подшипника одного типоразмера по разным методикам, как отечественным, так и зарубежным. Представлен пример возможной корректировки расчётной долговечности с учётом распределения нагрузки по телам качения роликоподшипника, имеющего температурный распор, с использованием МКЭ.

Опыт сотрудничества с зарубежными производителями показывает, что расчётная долговечность подшипников зарубежного

производства существенно отличается от расчётной долговечности отечественных аналогов.

Например, для опоры КВД одного из авиационных двигателей расчётная долговечность шарикоподшипника зарубежного производства в ~9 раз превышает расчётную долговечность отечественного аналога, рассчитанную по отечественной методике. В то же время, для опоры ТВД того же двигателя, наоборот, расчётная долговечность импортного роликоподшипника в ~20 раз меньше

расчётной долговечности отечественного аналога. Это связано с качеством материала и с методикой расчётной оценки долговечности подшипников. Достоверность расчётов зарубежных производителей подшипников подтверждена опытом эксплуатации.

Сравнительный анализ показывает, что разница в результатах расчёта долговечности обусловлена, в первую очередь, величиной расчётной эквивалентной динамической радиальной нагрузки P_r . На фирмах FAG, SKF эквивалентная нагрузка вычисляется в зависимости от распределения нагрузки в подшипнике по телам качения. При этом учитываются нагрузки, вызванные деформациями деталей опоры, посадок с натягом, изменения температуры, действия центробежных сил и т.д. В отечественной методике эквивалентная динамическая нагрузка равна внешней нагрузке на опору, что является достоверным только при работе круглого подшипника с гарантированным зазором. Для остальных случаев нагружения отечественная методика расчёта эквивалентной нагрузки не разработана.

С целью возможной корректировки расчёта долговечности представлен анализ результатов расчёта методом конечных элементов роликоподшипника ТВД, имеющего температурный распор. Корректировка расчёта долговечности произведена на базе определения эквивалентной динамической нагрузки с учётом распределения нагрузки по телам качения от всех нагружающих факторов, эквивалентная нагрузка определялась по Штрибiku [4].

КЭ-модель содержала вал, кольца подшипников, ролики, рессору упруго-демпферной опоры. Сепаратор в модель не входит. Произведён учёт монтажных зазоров и натягов, в сопряжении между телами задан нелинейный контакт с возможностью отрыва и проскальзывания с коэффициентом трения 0,01. С целью экономии машинного ресурса и в предположении о симметричности задачи рассчитывался только сектор подшипника - 180 градусов. Граничные условия подобраны с учётом жёсткостей вала и опоры двигателя. Ролики ограничены в точке в окружном и осевом направлениях – имитация ограни-

чения со стороны сепаратора. Использовался конечный элемент с квадратичной аппроксимацией перемещений SOLID187, размер конечных элементов позволял передавать деформированное состояние тел. Между кольцами подшипника, валом и рессорой использовались поверхностные контактные элементы CONTA174. Между роликами и дорожками качения задан контакт типа "точка-поверхность", где достаточно частый набор контактных точек располагается вдоль ролика в предположении, что ролик контактирует по линии.

Для расчёта долговечности использована стандартная формула

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^\alpha, \quad (1)$$

где C_r – динамическая грузоподъёмность; n – частота вращения ротора, об/мин; P_r – эквивалентная нагрузка (внешняя нагрузка для стандартного расчёта); $\alpha = 3.33$ для роликоподшипника. При использовании формулы (1) также произведена корректировка базовой расчётной долговечности согласно [1].

Анализ результатов расчёта показал, что наличие температурного распора (для данного случая) на два порядка снижает расчётную долговечность по сравнению со стандартным расчётом: 230000 ч. против 2130 ч. Этот результат лучше коррелирует с эксплуатационными данными.

Библиографический список

1. Методика расчётной оценки долговечности подшипников авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. М., ЦИАМ, АО ВНИИПП, 1996.
2. Practical method of calculating attainable life aerospace bearing applications. FAG, publ. No. FL 40134 EA, 1989.
3. В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаручук. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара, изд-во СГАУ, 2007.
4. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.