

Список литературы: 1. Саенко С.Ю. Технологические подходы для обеспечения безопасности при обращении с радиоактивными отходами // Энергетика, экономика, технологии, экология. – 2007. – № 2 (21). – С. 27-35. 2. Неклюдов И.М., Морачковский О.К., Андреев Ю.М., Саенко С.Ю., Бирюков О.В. Динамическое моделирование по испытанию на прочность контейнеров-упаковок для высокоактивных отходов атомных станций // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – № 6/4 (30) – 2007. – С.4-7. 3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 4. Андреев Ю.М., Ларин А.О. Морачковский О.К. Система компьютерной алгебры для досліджень механіки машин // Машинознавство. – 2005. – № 7 (95). – С. 3-8.

Поступила в редколлегию 09.07.2010

УДК 621.822.8

Э.А.СИМСОН, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
В.В.ОВЧАРЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»;
Ю.А.ШЕВЧУК, асп., НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СЕПАРАТОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Виходячи з основних причин руйнування сепаратора підшипника качення, проведено розрахунок його напружено-деформованого стану. Проведено оптимізацію геометрії вікон сепаратора, завдяки варіюванню розмірами їх виїмок. Запропоновано нову модель, що дозволить знизити максимальну інтенсивність напруження на 20 %. Наведено шляхи подальшої оптимізації.

On the basis of main failure reasons of rolling bearing's separator, deflected mode has been found. Geometry optimization of separator has been solved. A new model which allows a 20% reduction of maximal stress intensity has been offered. The ways of subsequent optimization have been suggested.

Введение. Сепаратор – один из компонентов современных подшипников качения, используемый для равномерного распределения тел качения по рабочей области, предотвращения непосредственного контакта между ними. Основные причины повреждения сепараторов: заклинивание, вибрации, чрезмерно высокие частоты вращения. Заклинивание возможно между сепаратором и телами качения в результате попадания выкрошенных частиц материала подшипника или внешнего загрязнения, также оно может происходить между телами качения и другими деталями подшипника.

В данной работе рассматривается взаимодействие заклинившего о борт кольца ролика и сепаратора, так как такой вид заклинивания считается наиболее опасным для последнего. Изучается напряженно-деформированное состояние сепаратора.

Геометрическая модель представляет собой совокупность двух тел:

фрагмента сепаратора и заклинившего ролика. Кольцо, о которое произошло заклинивание, моделируется ограничением степеней свободы на заклинившей поверхности ролика. Принимаются во внимание действия двух сил: движущей силы – для критического случая она полагается полностью приложенной к перегородке сепаратора, и силы, прижимающей ролик к кольцу. Конечно-элементная модель составлена из гексаэдральных элементов, размер которых для сепаратора задан 1 мм, для контактных зон – 0,5 мм.

Конечно-элементная модель представлена на рис. 1, модель нагружения – на рис. 2.

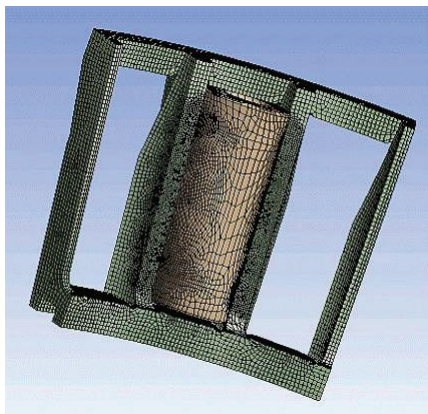


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель

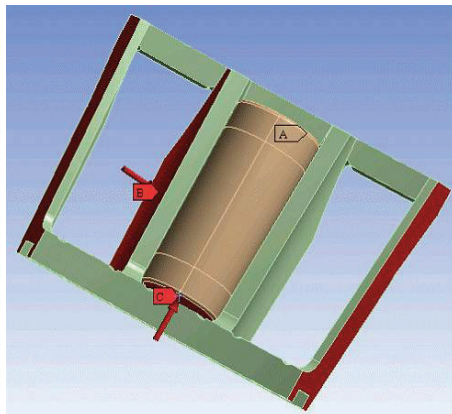


Рисунок 2 – Модель нагружения

Проверка адекватности конечно-элементной модели осуществлена с помощью расчета на более мелкой сетке: размер конечного элемента сепаратора принят 0,5 мм, контактного конечного элемента – 0,25мм. В ходе расчета установлено, что результаты при более мелкой сетке отличаются в рамках 5 % допустимых.

В ходе расчета получены значения интенсивности напряжений сепаратора. Общая картина представлена на рисунке 3.

Максимальные интенсивности напряжений возникают в углах окон сепаратора. В исходном варианте для их снижения предусмотрены выемки, заданные радиусом и высотой углубления. Одним из направлений оптимального проектирования может быть варьирование размерами этих выемок.

Выемку, примыкающую к поверхности, контактирующей с меньшим торцом ролика, для удобства будем считать первой, с большим – второй. Исходные размеры первой выемки: радиус – 1,1 мм, высота – 0,7 мм, варьирование радиусом от 1,1 мм до 2 мм, высотой от 0,7 мм до 1 мм; размеры второй: радиус – 1 мм, высота 0,7 мм; варьирование радиусом от 1 мм до 2 мм, высотой от 0,7 мм до 1 мм.

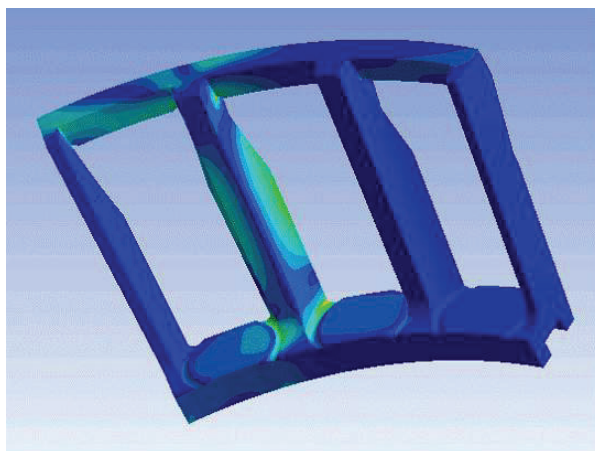


Рисунок 3 – Общий вид распределения интенсивности напряжений

Оптимизация проводится по критерию минимизации максимальных интенсивностей напряжений. Распределение ее в наиболее напряженном углу окна сепаратора для полученного оптимального варианта приведено на рис. 5.

Как видно из рис. 4-5 благодаря применению новой геометрии удалось снизить максимальные интенсивности напряжений путем перераспределения их по сепаратору. Картина нагружения представляется в этом случае более равномерной.

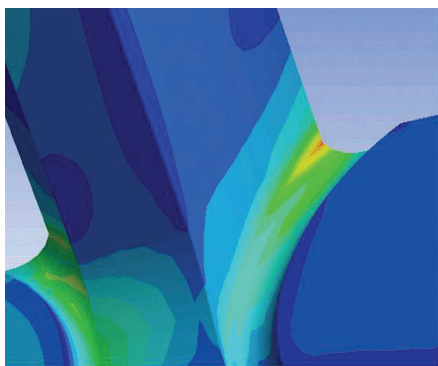


Рисунок 4 – Распределение интенсивности напряжений в углу окна сепаратора исходный вариант

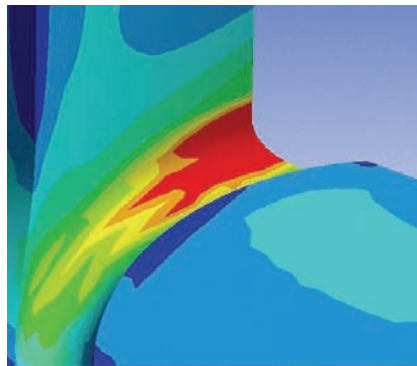


Рисунок 5 – Распределение интенсивности напряжений в углу окна сепаратора оптимальный вариант

Выводы. В ходе решения задачи расчета и оптимального проектирования сепаратора подшипника TBU 150x250 получена новая геометрия, позволяющая снизить максимальные интенсивности напряжений на 20 %, чем зна-

чительно сократить вероятность преждевременного повреждения сепаратора и выхода из строя подшипникового узла. Такое снижение достигнуто за счет перераспределения интенсивностей, выравнивания их значений по сепаратору. Однако достичь окончательного устранения концентрации их максимальных значений в углах окон сепаратора при заданной постановке задачи и заданных ограничениях на проектные переменные не представляется возможным.

Одним из путей дальнейшего снижения максимальных значений интенсивностей напряжения может быть как варьирование формой окон сепаратора в целом, так и выемок в их углах.

Список литературы: 1. *Старостин В.Ф., Лазаренко Ю.А.* Проскальзывание и износ контактирующих поверхностей деталей подшипников // Труды ВНИИП. – 1981. – № 2. – С. 55-61. 2. *Evans R.* Nanocomposite tribological coatings for rolling element bearings // Mat. Res. Soc. Symp. Proc. – 2003. – PP. 407-417. 3. *Doll G., Ribaudo C., Evans R.* Engineered surfaces for steel rolling element bearings and gears // Materials Science and Technology. – 2004. – Vol. 2. – PP. 367-374. 4. SKF, General Catalog 4000US, 2nd ed., 1997-2001. 5. SKF, General Catalog 4000, 2004.

Поступила в редколлегию 17.09.2010

УДК 534.014.4

А.С.СТЕПЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»"

АЛГОРИТМ СТРУКТУРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТ – ФУНДАМЕНТ ПО СПЕКТРАЛЬНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

У даній статті пропонується алгоритм структурної оптимізації системи турбоагрегат- фундамент для забезпечення припустимого рівня вібрацій вбудованих опор ротора низького тиску. На основі проведеного аналізу взаємозалежних коливань фундаменту і корпусів низького тиску показана можливість роздільної оптимізації на моделях симетричних частин фундаменту та корпусу турбіни шляхом вбудовування нових стрижневих елементів.

In given paper the algorithm of structural optimisation of system the turbine-base for guarantee of an allowance of vibrations of offset bearing support of a low pressure rotor is offered. On the basis of the conducted analysis of interdependent vibrations of the base and casies of low pressure the capability of separate optimisation on models of symmetric parts of the base and the turbine casing by embedding of new beam elements is displayed.

1 Введение

Обеспечение допустимых вибрационных характеристик системы турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО) на атомных и тепловых электростанци-