

Э.А.СИМСОН, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;

В.В.ОВЧАРЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

Ю.А.ШЕВЧУК, асп., НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СЕПАРАТОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Виходячи з основних причин руйнування сепаратора підшипника кочення, 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.

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.

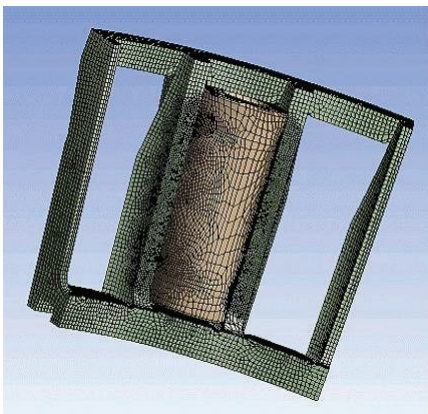


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель

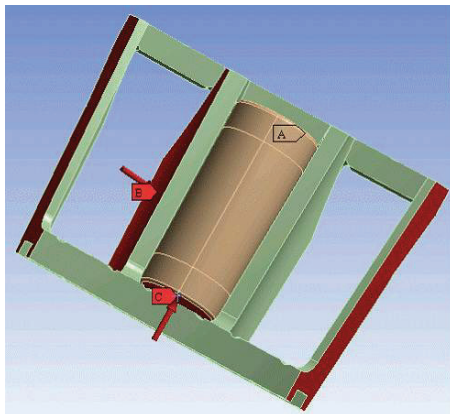


Рисунок 2 – Модель нагружения

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

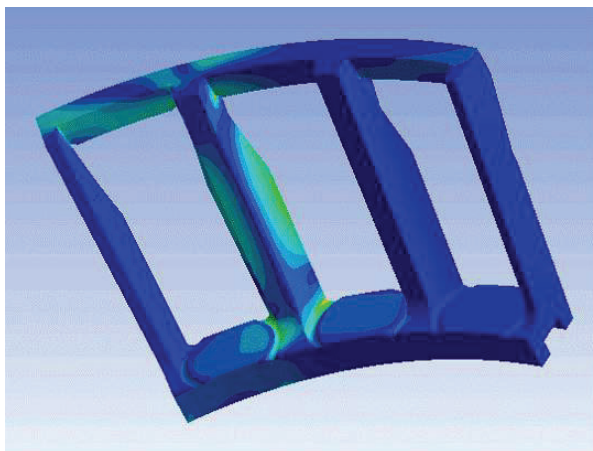


Рисунок 3 – Общий вид распределения интенсивности напряжений

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.

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

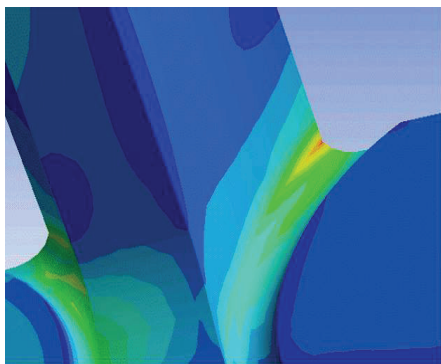


Рисунок 4 – Распределение интенсивности напряжений в углу окна сепаратора исходный вариант

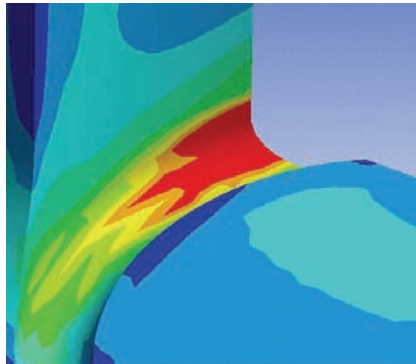


Рисунок 5 – Распределение интенсивности напряжений в углу окна сепаратора оптимальный вариант

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.

Выводы. В ходе решения задачи расчета и оптимального проектирования сепаратора подшипника ТВУ 150x250 получена новая геометрия, позволяющая снизить максимальные интенсивности напряжений на 20 %, чем значительно 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 ВНИПП. – 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