

О ПРИМЕНЕНИИ КОМПОЗИТОВ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В.И.Дорощенко, В.М.Ткачев, В.П.Сергиенко, А.И.Столяров

*Институт механики металлополимерных систем им.В.А.Белого, Гомельский
политехнический институт им.П. О. Сухого, Беларусь*

Одним из актуальных направлений современного трибоматериаловедения является задача создания и внедрения в производство высокопрочных антифрикционных композитов машиностроительного назначения для изготовления подшипниковых элементов узлов трения, работающих в условиях воздействия повышенных нагрузок, температур и агрессивных сред. Как правило, к качеству подшипниковых элементов, гидрофицированного оборудования, предъявляются высокие требования. Кроме того, применение для их изготовления новых полимерных композитов требуют повышение эффективности переработки материалов. Одним из направлений в решении этих задач является комплексный подход к оптимизации переработки композитов, заключающийся в создании новых составов и технологии, параметров перерабатывающего оборудования, оснастки и, наконец, технологического процесса механической обработки изделий.

Практическая реализация такого подхода к оптимизации переработки, наряду с решением чисто материаловедческих задач, позволила в рамках настоящей работы создать производство деталей для тяжело нагруженных узлов масляной гидравлики из высокопрочных композитов триботехнического назначения.

Целью настоящей работы является создание композиционного материала и конструкции подшипника для использования их в узлах трения аксиально-поршневых насосов; оптимизация конструкции подшипника и технологии его изготовления.

В данной работе рассматривается конструкция узла подшипника скольжения для установки траверсы аксиально-поршневого насоса (рис.1).

Моделирование узла подшипника скольжения проводили с использованием метода конечных элементов [1]. Исходными данными для расчетов были: свойства материала и нагрузка, действующая на опору. Материал стакана и вала сталь с $E=2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,3$; композита - $E=4 \cdot 10^3$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,4$. Радиальная нагрузка на подшипник $F_r=10142$ Н. Скорость скольжения 0,06 м/с.

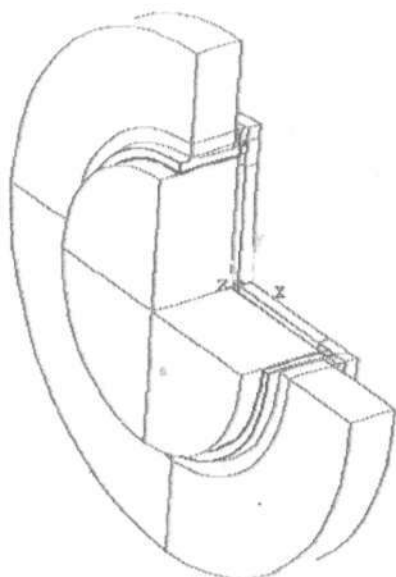


Рис.1 Модель подшипникового узла скольжения.

В результате расчета были получены значения напряжений и перемещений в стакане и подшипнике. На Рис.2 показано распределение эквивалентных напряжений в подшипнике.

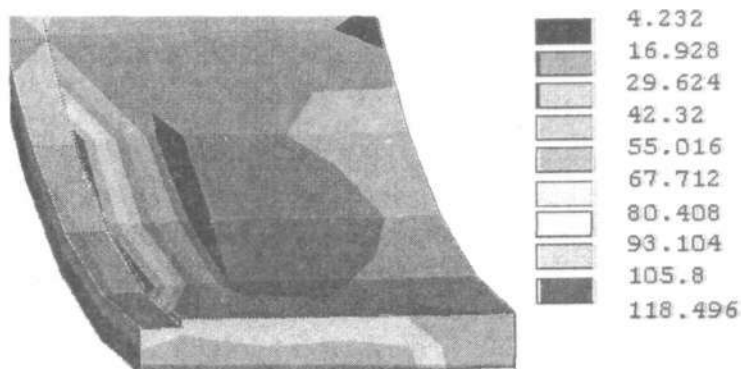


Рис.2 Распределение эквивалентных напряжений в подшипнике скольжения, Мпа.

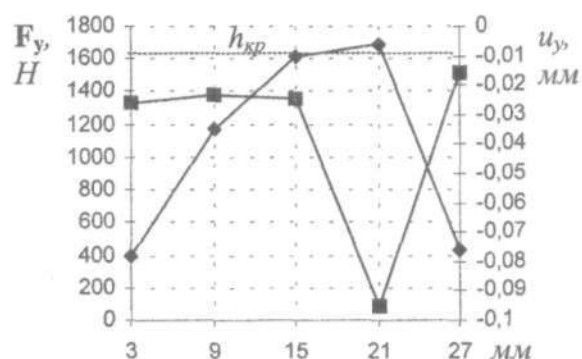


Рис.3 Эпюра нормальных сил, действующих на подшипник, H и перемещений по оси Y , мм.

Из Рис.2 видно, что зона максимальных напряжений локализована на кромке подшипника у стенки стакана и не оказывает существенного влияния на прочность подшипника. Условное давление вала на подшипник в рассматриваемом случае составляет $p=4,2$ МПа. Для полиамидных материалов допустимое значение $[p]=15$ МПа [2]. При таком условном давлении подшипник может работать в режиме без жидкостного трения в периоды пусков и кратковременных нарушений режима смазки. На Рис.3 показаны эпюра нормальных сил, действующих на подшипник, и перемещения по оси Y по длине подшипника. Из Рис.3 видно, что жидкостное трение обеспечено во всем диапазоне зазоров $u_y > h_{кр}$ и, следовательно, обеспечивается нормальная работа подшипника в режиме жидкостного трения.

Литература

- 1.ANSYS Structural Analysis Guide., ANSYS, Inc., First Edition.
- 2.В.И.Анурьев Справочник конструктора-машиностроителя: В 3^м т. 5-е изд., перераб. и доп. - М: Машиностроение, 1979.