

**Хлопенко Н.Я.,
Гаврилов С.А.**
Национальный университет
кораблестроения им. адм. Макарова,
г. Николаев, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ И УДАРОСТОЙКОСТИ СИЛЬФОНОВ ВЫРАВНИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Введение

В работах [1, 2] методом конечных элементов (МКЭ) выполнены расчеты циклической прочности и ударостойкости сильфонов гидравлического выравнивающего устройства (ГВУ) упорных подшипников скольжения судовых газотурбинных двигателей при торцовых биениях гребня и кинематическом возбуждении корпуса. Показано, что работоспособность сильфонов сохраняется при циклическом и ударном нагружении, не превышающих нормативные значения.

Целью настоящей работы является экспериментальная проверка адекватности расчетов циклической прочности и ударостойкости сильфонов по методу конечных элементов.

Для проверки адекватности расчетов циклической прочности сильфонов по МКЭ использовались экспериментальные результаты для сильфона $48 \times 10 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76, приведенные в работе [3], а также исследования, выполненные нами на действующем стенде [4] для сильфона $34 \times 4 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76 с четырьмя гофрами.

Испытания ударостойкости сильфона $34 \times 4 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76 с четырьмя гофрами, заполненного маслом, проводились на ударном стенде. Необходимые измерения осуществлялись при помощи автоматизированного измерительного комплекса [5].

Показано, что теоретическое и экспериментальное значения чисел циклов до разрушения сильфона $48 \times 10 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76 отличаются друг от друга всего лишь на 3 %, а потеря упругости сильфона $34 \times 4 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76 с четырьмя гофрами при ударе происходит при ускорении, которое всего лишь на 4 % отличается от измеренного значения.

Циклическая прочность сильфонов ГВУ

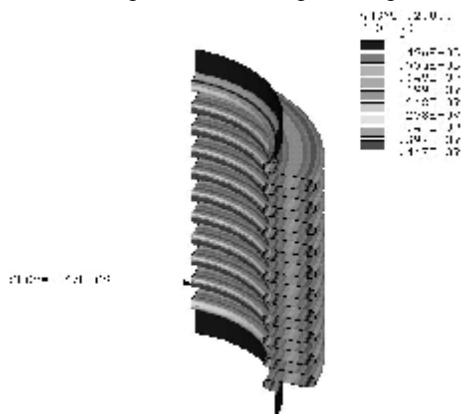
Расчет циклической прочности сильфона $48 \times 10 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76, изготовленного из сплава 36НХТЮ, проводился при нагружении переменным внутренним давлением от $p = 0$ до $p = 1,16$ МПа при условии силовой компенсации (рис. 1).

Полученное в результате расчета по МКЭ количество циклов оказалось равным 326 тыс., а циклическая прочность для рассматриваемого сильфона, определенная по номограммам ГОСТ 21482-76, составила 316 тыс. [3].

Как и следовало ожидать, экспериментальное значение числа циклов с достаточной для практики точностью совпадает с расчетным по МКЭ (расхождение не превышает 3 %). Этот результат показывает, что метод конечных элементов адекватно описывает физические процессы, протекающие в сильфонах при их циклическом нагружении.

Как показывают экспериментальные исследования, проведенные нами в работе [6], амплитуды перемещений незакрепленных торцов сильфонов при внутреннем давлении 0,933 МПа, уравнивающем внешнюю нагрузку, на несколько порядков меньше по сравнению со значениями, приведенными в ГОСТ 21482-76, и приблизительно равны амплитуде торцового биения гребня 60 мкм. При таких амплитудах перемещений сильфоны не разрушались. Этот результат подтверждается также расчетами по МКЭ распределения эквивалентных по Мизесу напряжений в поперечных (рис. 2, а) и в

Рис. 1 – Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений SE_{QV} сильфона при циклическом нагружении



наиболее напряженном (рис. 2, б) сечениях сильфона, изготовленного из стали марки 36НХТЮ. Эта сталь имеет предел текучести $\sigma_m = 1300$ МПа, временное сопротивление $\sigma_g = 1450$ МПа и температурный коэффициент линейного расширения $16,6 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ при температуре $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ [3]. Температура масла в корпусе подшипника считалась неизменной и принималась равной экспериментальному значению $110 \text{ } ^\circ\text{C}$. Видно, что максимальное напряжение намного меньше предела выносливости материала. Для данной марки стали отношение предела выносливости σ_R к максимальному напряжению σ_{\max} в наиболее напряженном сечении сильфона по результатам расчета составило около 5.

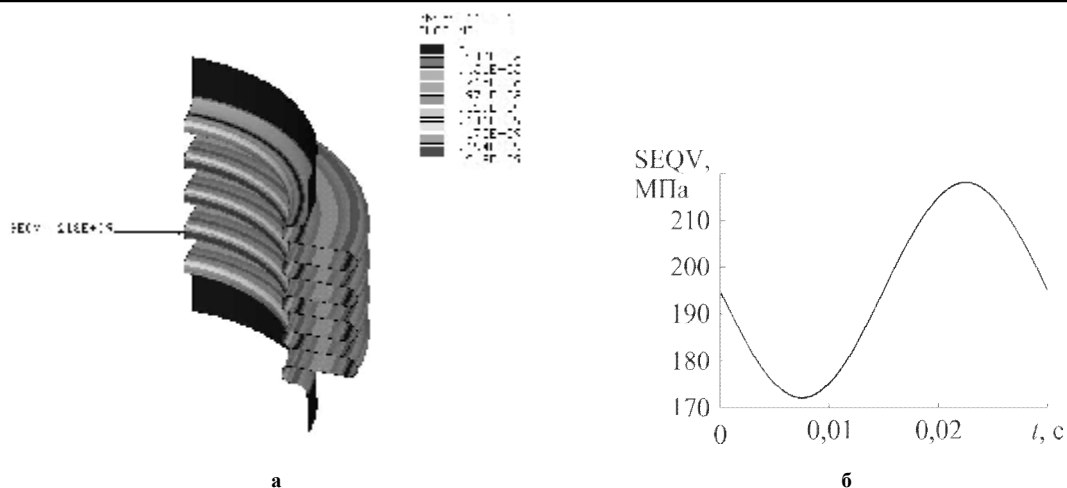


Рис. 2 – Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений SEQV сифона (а) и зависимость SEQV в наиболее напряженном сечении от времени t (б) при циклическом нагружении

Ударостойкость сифона, заполненного маслом

На рис. 3 представлены фотография деталей (а) и продольный разрез (б) экспериментального образца сифона $34 \times 4 \times 0,25$ ГОСТ 21482-76 с четырьмя гофрами. Этот сифон подвергался испытаниям на специально изготовленном ударном стенде рамной конструкции, содержащем копер. Использование копра для удара позволило задавать различные интенсивности ударных нагрузок и проверять соответствие испытываемого сифона требованиям по ударостойкости.

Испытания сифона на ударостойкость проводились вплоть до потери его упругости.

В процессе испытаний с помощью автоматизированного измерительного комплекса [5] осуществлялось осциллографирование сигнала с датчика ускорения Д-14. Погрешность измерения ускорения торца сифона при ударе не превышала 5 %.

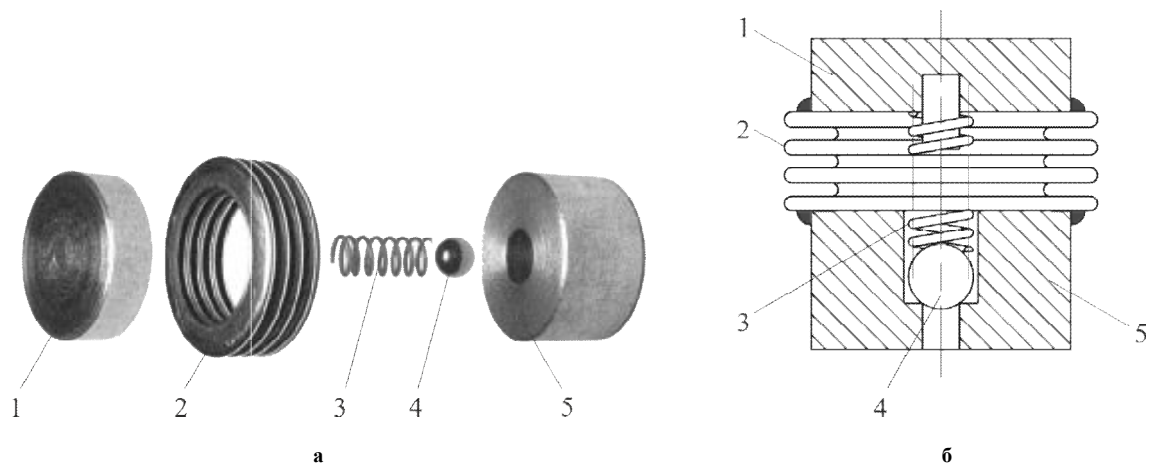


Рис. 3 – Фотография деталей (а) и продольный разрез (б) экспериментального образца сифона:
1, 5 – жесткие торцы; 2 – сифон;
3 – пружина; 4 – шарик

Было установлено, что при ускорении около 289 м/с^2 сифон полностью восстанавливает свою форму, которую он имел до удара. Этот результат подтверждается также расчетами напряжений сифона при ударе, представленными на рис. 4. Видно, что максимальное значение напряжения по Мизесу меньше предела текучести $\sigma_m = 1300 \text{ МПа}$ для данной марки стали.

При ударном нагружении сифона с ускорением около 336 м/с^2 он полностью потерял свою форму, что подтверждается сравнением фотографий образца до и после удара, представленных на рис. 5.

Расчеты ударостойкости сифона приводят к потере его упругости при ускорении 350 м/с^2 . Это значение ускорения незначительно отличается от экспериментального (расхождение не превышает 4 %). Следовательно, получено хорошее совпадение теории и опыта.

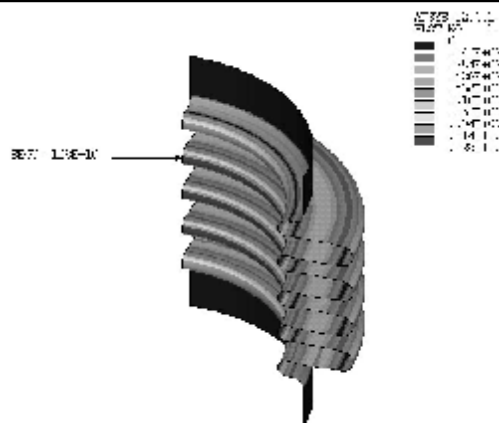


Рис. 4 – Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений SEQV сильфона при ударе



Рис. 5 – Фотография образца сильфона до (а) и после (б) удара

Выводы

1. Выполненные экспериментальные исследования показывают, что МКЭ адекватно описывает динамические процессы, протекающие в сильфонах ГВУ при торцовых биениях гребня и ударном нагружении. Расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами находится в пределах погрешности измерений и не превышает 5 %.

2. Теоретические и экспериментальные исследования подтверждают целесообразность применения гидравлического выравнивающего устройства с разгружающими сильфонами в упорных подшипниках скольжения судовых турбомашин.

Литература

1. Хлопенко Н.Я., Гаврилов С.А. Ударостойкость сильфонов выравнивающего устройства упорного подшипника // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2009. – № 1. – С. 85-90.
2. Хлопенко Н.Я., Гаврилов С.А. Циклическая прочность и жесткость сильфонов выравнивающего устройства упорного подшипника // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2009. – № 2. – С. 58-61.
3. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1981. – 392 с.
4. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: Монография. – Николаев: НУК, 2007. – 140 с.
5. Хлопенко Н.Я., Гаврилов С.А. Автоматизированный измерительный комплекс для мониторинга рабочих процессов в упорных подшипниках скольжения судовых турбомашин // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2007. – № 1. – С. 18-22.
6. Хлопенко Н.Я., Гаврилов С.А. Экспериментальные исследования эффективности работы выравнивающего устройства с разгружающими сильфонами // Судовые энергетические установки. – Одесса: ОНМА, 2010. – № 25. – С. 33-38.

Надійшла 12.01.2012