

В целях исключения непроизводительного дросселирования рабочей жидкости и повышения надежности работы электрогидравлических распределительных устройств возможно использование одновременного включения при релейном законе управления двух распределительных элементов. Тогда один из них обеспечивает подвод рабочей жидкости в напорную полость исполнительного органа, а другой – ее отвод на слив, что позволяет управлять эффективной подачей рабочей жидкости. При этом предполагается для переключений в релейной системе при коррекции переходных процессов использование управляющего воздействия противоположного знака. Клапаны электрогидравлического распределителя, кинематически связанные с электромагнитами, обеспечивают подъем или опускание навесного орудия без дросселирования потока рабочей жидкости.

В начале переходного процесса, соответствующего подъему навесного устройства, одновременно с основным управляющим воздействием, которое устраняет рассогласование, реализуется управляющее воздействие противоположного знака для уменьшения энергии потока рабочей жидкости, поступающей от насоса, и устранения перерегулирования. Точка отключения исполнительного движения определяется микропроцессором с учетом форсированного сигнала обратной связи. Аналогично при опускании навесного орудия также реализуется управляющее воздействие противоположного знака для демпфирования потока, отводимого из рабочей полости гидроцилиндра на слив, потоком рабочей жидкости от насоса.

Результаты лабораторных испытаний подтвердили работоспособность и высокую надежность функционирования опытных образцов электрогидравлических распределителей систем управления навесными устройствами тракторов, разработанных с использованием указанных предложений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ксенович И.П. Современные проблемы прикладной механики наземных тягово-транспортных систем/ Приводная техника, №4(38). – 2002. – С. 2–38.; 2. Колчин С.Н. Электронно-гидравлическая система автоматического регулирования навесного устройства фирмы Bosch/ Тракторы и сельскохозяйственные машины, №8. – 1992. – С.43–44.

УДК 621.185.532

А.Г. Капсаров, С.Е. Бельский, Н.М. Чигринова

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ СЛОЖНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ЧАСТОТ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Многие рабочие органы машин приводятся в движение с помощью гидроприводов. Для обеспечения их надежности и долговечности необходимо в расчетах на прочность таких элементов гидросистем как цилиндры, штоки, трубопроводы учитывать весь комплекс воздействий, включающий статическую нагрузку, а также вибрации различной частоты и интенсивности. Для решения этой

задачи необходимо разработать оборудование и методики для усталостных испытаний [1, 2].

Для исследования влияния частоты продольных механических колебаний на циклическую прочность элементов трубопроводов из различных материалов нами использован комплекс испытательного оборудования с приборным обеспечением, позволяющий осуществить нагружение полых моделей при симметричных и асимметричных циклах в диапазоне частот от 0,15 до 18 кГц.

Конструкция каждого, действующего на собственной частоте, испытательного стенда усложняется частотным согласованием составной (включающей резонатор на 18 кГц и понижающие частоту согласующие элементы) модели (трубки, нагружаемой гидростатические через осевые сверления) с резонансной частотой задающего волновода-концентратора. При этом необходимым оказался и учет акустической активности жестко присоединяемых к акустической цепочке трубопроводов высокого давления. Давление рабочей жидкости (до 100 МПа) в трубопроводе необходимо для гидростатического получения трехосных растягивающих напряжений.

Сложное напряженное состояние в этом случае реализуется методом внутреннего гидростатического нагружения путем подачи рабочей жидкости через осевые сверления стержневой акустической системы (трубопровод-согласующий элемент - образец).

Для проведения испытаний на высоких (3-18 кГц) частотах использовались магнитострикционные пакеты из никеля НП-2, к которым разъемным соединением крепились ампульно-ступенчатые трансформаторы (концентраторы).

Для расчета нестандартных магнитострикционных преобразователей (пакетов) приняты следующие исходные характеристики:

сечение пакета – квадратное – $t=H=(0,1 \times 0,1 \text{ м}^2)$;

рабочая мощность генератора, электрическая, $P - 10 \text{ кВт}$;

коэффициент преобразования – $K=0,5$.

В расчетных формулах приняты следующие обозначения:

ширина стержней пакета – a , накладок – b , «окна» для обмоток возбуждения и подмагничивания – c .

Длина «окна» h определялись по эмпирическим формулам из соотношений:

$$H = \left(0.5c + \sqrt{\frac{M^2}{4} + S} \right); \quad a = \frac{1}{2}(H - c);$$

$$b = (1 \div 1.2) \cdot a; \quad h = \theta \left\{ \left[1 + (0.56c/\theta f)^2 \right]^{1/2} - 1 \right\},$$

где M и S — ширина окна и площадь сечения пакета соответственно. Коэффициент θ вычисляется по формуле:

$$\theta = \frac{3}{4at\rho} (2HBt\rho + G),$$

где G – вес припаянного к пакету фланца; B – высота накладки; ρ – удельный вес никеля.

Характеристики рассчитанных, откорректированных на резонансную частоту и испытанных пакетов приведены в табл.1.

Характеристики преобразователей

№ п/п	Наименование характеристик	Расчетная резонансная частота, кГц	
		9	3
1.	Толщина пластины, м. 10^3	0,2	0,2
2.	Материал пластин пакета	Никель полуфабрикатный НП2	Никель полуфабрикатный НП2
3.	Длина магнитострикционного пакета после коррекции, л, м	0,280	0,280
4.	Ширина пакета, Н, м	0,1	0,1
5.	Толщина пакета, t, м	0,1	0,1
6.	Площадь торца пакета, S, м ²	10 ⁻²	10 ⁻²
7.	Высота накладки, м	0,05	0,05
8.	Ширина окна пакета, С, 10 ⁻² м	2,5	2,5
9.	Длина окна пакета, h, м	0,172	0,680
10.	Высота фланца, м	0,014	0,014

Для увеличения амплитуды колебательного смещения к пакетам крепились трансформаторы механических колебаний в виде конических и ампульно-ступенчатых концентраторов. Крепление концентраторов на резонансных частотах 3 и 9 кГц к магнитострикционным пакетам осуществлялось с помощью припаянных стальных фланцев. Поскольку резьбовое соединение этих пакетов с концентратором также подвергается вибрационным нагрузкам, нами применена специальная система крепления вибратора, сочетающая элементы силовой разгрузки, демпфирования и частотной поднастройки стержневой системы.

Расчет элементов концентраторов дополнялся графо-аналитическим анализом зависимости амплитуды от конфигураций отдельных элементов (с доработкой формы и объема исходной конфигурации).

Ускоренные испытания полых стержней на циклическую прочность в условиях трехосного напряженного состояния и широкого спектра частот в первую очередь связаны с задачей симметризации центра тяжести образца-модели (трубки) относительно узловой плоскости амплитуд размаха колебаний. Это необходимо для правильного согласования расчетных напряжений и наблюдаемых, например, в микроскоп, смещений. На всех частотах нагружения предусматривается форма первого (минимального по частоте) продольного резонанса. Под микроскопом контролировались характерные точки симметрии единого для разных условий и частот нагружения базового образца. Как правило, он имеет наивысшую собственную частоту, а гамма других частот формируется посредством акустически плотного присоединения согласующих элементов выполненных в виде симметрично присоединяемых к базовому образцу волноводных отрезков. Их симметризация относительно центра тяжести базового образца происходит расчетным либо графоаналитическим методом. В металле метод реализуется привлечением двух (верхнего и нижнего) микроскопов. Наблюдаются одновременно края оппозитных согласующих элементов с эффектом определения зависимости «сближения» размаха амплитуд колебательного смещения симметричных элементов колебательной цепочки после подторцовки (подрезки) акустически более длинного согласующего элемента. Продуктивным оказался графоаналитический подход с появлением реперных точек коррекции в осях частота-

длина. Этот метод относится к любому набору корректируемых элементов колебательной системы, причем линейная коррекция элементов волновода может дополниться объемной выборкой (например, галтелей тела вращения по шаблону, имеющему, например катеноидальный, или другой канонический профиль).

Эксперименты, выполненные с использованием данного комплекса устройств, позволяют не только оценить влияние самого материала на характеристики усталости трубопроводов гидросистем в широком диапазоне частот, но и определить степень усталостной повреждаемости по падению частоты продольного резонанса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Капсаров А.Г., Борд В.И., Довгялло И.Г. Создание устройств для исследования высокочастотной усталости материалов и элементов конструкций с различными коэффициентами асимметрии цикла // сб. докл. III Симпозиума н.т. проблем ползучести материалов. Белосток, 1989 г. С.211-218.
2. Капсаров А.Г., Довгялло И.Г., Борд В.И. Оптимизация ультразвуковой отделочно-упрочняющей обработки прецизионных деталей машин // сб. Применение физических и физико-химических методов в технологических процессах (под ред. Н.Н. Хавского). МИСиС. — Москва.: Металлургия, 1990, С.74-78.

УДК 539.434

А.Г. Капсаров, С.Е. Бельский

ВЛИЯНИЕ ЗНАКОПЕРЕМЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ШИРОКОГО ДИАПАЗОНА ЧАСТОТ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА Д16

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

При эксплуатации многих ответственных деталей и элементов конструкций возникает сочетание статических нагрузок с вибрацией различной интенсивности и частоты. Обеспечение надежности и долговечности таких деталей требует проведения большого количества усталостных испытаний, а также изучения влияния параметров нагружения на процесс развития циклической повреждаемости их материалов.

Усталостные испытания, проведенные ранее [1,2] показали, что с повышением частоты как для сплава Д16, так и для стали характерно монотонное повышение усталостной долговечности. Однако форма кривых усталости при знакопеременном изгибе и растяжении-сжатии не изменяется. Кривые пределов выносливости также носят одинаковый характер, что создает предпосылки для прогнозирования низкочастотной усталости по результатам высокочастотных испытаний. Для физического обоснования такой возможности в настоящей работе исследованы такие физико-механические характеристики (ФМХ) сплава Д16 как микротвердость H_{μ} , плотность дислокаций ρ и микронапряжения σ_{II} в условиях продольных механических колебаний частотой 0,15 и 18,0 кГц симметричного и асимметричного циклов.

Асимметрия цикла создавалась с помощью гидростенда и характеризовалась величиной эквивалентной статическим напряжениям $\sigma_{\text{ст}}$.