

УДК 621.822

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

А. С. ШАГИНЯН ^{а*}, В. А. БУТЬКО ^а

Amplitude-frequency characteristics of loads on vibrostand cylinder supports have been determined on the base of dynamic analysis of the hydraulic-actuating mechanism — inertial load system. The tests were carried out at various shifts of gravity center relative cylinder axis. The results are compared to those recommended by Karl Shenk's Company.

Ключевые слова: электрогидравлические вибростенды, гидростатические опоры гидравлических исполнительных механизмов, боковые динамические нагрузки, амплитудно-частотные характеристики.

Введение. В современной технике эксплуатация подавляющего большинства устройств и систем связана с интенсивными вибрационными воздействиями. Защита от вибраций и обеспечение вибростойкости, вибропрочности и виброустойчивости различных объектов привела к необходимости расширения объема и номенклатуры виброиспытаний, что в свою очередь потребовало существенного повышения надежности и долговечности стендового оборудования, в том числе электрогидравлических вибростендов, у которых наибольшее количество отказов возникает в гидравлическом исполнительном механизме (ГИМ) и прежде всего в опорах гидроцилиндра. Это происходит из-за необходимости реализации на испытуемых объектах высоких параметров виброн нагруженности: максимальных амплитуд виброскорости до 20 м/с, виброускорений до 100g, тяговых усилий вибростендов до 2000 кН, что приводит к серьезному усложнению задач по созданию надежной конструкции ГИМ.

Проблема состоит в том, что при испытании приборов, устанавливаемых на столы вибростендов, весьма сложно строго совместить центр тяжести испытуемого объекта с осью стола (поршня гидроцилиндра). При несоосной установке на столе испытуемого объекта возникает реактивный момент пары сил, вызывающий в свою очередь знакопеременные боковые нагрузки на направляющие втулки или гидростатические опоры гидроцилиндра стенда, от которых не только возрастают нормируемые (не более 30%) боковые составляющие вибраций, но в случае применения традиционных пар трения возникают задиры по поверхностям поршень—втулка, приводящие к поломкам стендов.

Работы по созданию высокоскоростных ГИМ для испытательных машин и стендов были начаты в 1968 году в г. Армавире Краснодарского края в СКБ испытательных машин (Россия). С 1973 года эти работы были перенесены в г. Гомель (Беларусь) в СКБ сейсмической техники в связи с необходимостью выполнения ряда оборонных заказов. По ини-

^а Гомельский политехнический институт, Беларусь, 246746, г. Гомель, просп. Октября, 48.

циативе академика В. А. Белого для решения проблемы создания опор для высокоскоростных ГИМ был привлечен ИММС АНБ (д-р техн. наук, профессор П. В. Сысоев).

Результаты исследований и их обсуждение. Рассмотрим конструкцию электрогидравлического вибростенда с испытуемым объектом на столе (рис. 1). Гидравлический исполнительный механизм стенда выполнен в виде цилиндра двухстороннего действия, совершающего возврат-

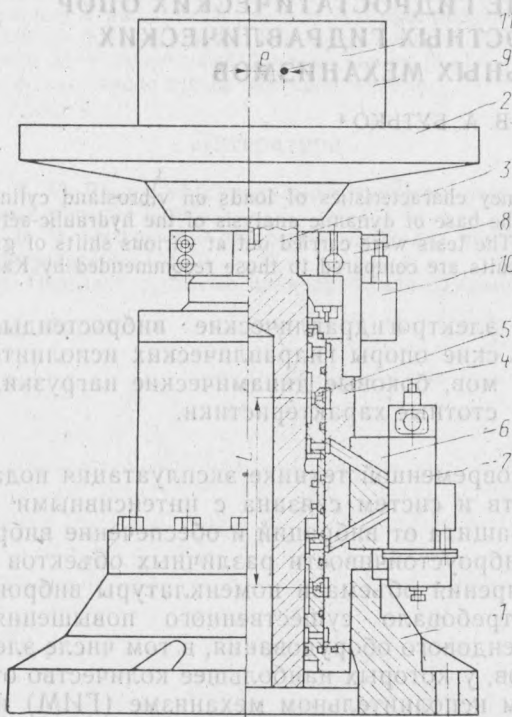


Рис. 1. Электрогидравлический вибростенд: 1 — основание; 2 — вибростол; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — камера гидростатической опоры; 6 — плита; 7 — гидроусилитель; 8 — направляющая; 9 — испытуемый объект; 10 — датчик перемещения; 11 — центр тяжести объекта 9 с массой m

но-поступательное движение. В качестве направляющих штоков цилиндра используются четырехкамерные гидростатические опоры.

Исследования по созданию гидростатических опор высокоскоростных ГИМ, выполненные авторами настоящей работы, включили в себя три этапа: 1) изучение динамических нагрузочных характеристик гидростатических опор ГИМ; 2) оптимизация параметров опор; 3) создание конструкций опор и их экспериментальные исследования.

Настоящая статья посвящена исследованию динамических нагрузочных характеристик гидростатических опор ГИМ.

В научной литературе известны рекомендации по выбору боковых нагрузок при проектировании гидростатических опор ГИМ [1]. Эти рекомендации выражены в виде эмпирической зависимости величины боковой нагрузки от значения осевой нагрузки для заданного диапазона скоростей движения поршня относительно цилиндра. При скоростях $\dot{z}_i = 2-20$ м/с фирмой Карл Шенк (Германия) рекомендуется определять боковую нагрузку на опору по формуле

$$P_{\text{б}} = 0,1 P_{\text{а}}. \quad (1)$$

Исследования, выполненные нами на основе анализа динамической модели системы «вибростенд — инерционная нагрузка», позволили получить строгие аналитические выражения для оценки нагрузочных характеристик опор и внести уточнения в рекомендации фирмы К. Шенк, которые в конечном счете при их использовании дают возможность более строго найти боковые нагрузки на опоры и тем самым более точно рассчитанными параметрами гидростатических опор задать необходимый уровень их несущей способности, исключающий аварию гидравлических исполнительных механизмов вибростендов.

Динамические нагрузки на опоры, возникающие при смещении центра тяжести объекта с массой m на некоторую величину e (в работе приняты два значения $e=5 \cdot 10^{-2}$ м и 10^{-1} м), могут быть более строго определены из выражения

$$P_0 = \frac{m(g \pm |\ddot{Z}_1| \sin \omega t) e}{L} \quad (2)$$

Из выражения (2) следует, что для определения боковых нагрузок на опоры в динамике во всем частотном диапазоне работы вибростенда (в данном случае от 0 до 500 Гц) достаточно рассчитать и построить амплитудно-частотные характеристики ГИМ по ускорению \ddot{Z}_1 .

Рассмотрим динамическую модель «ГИМ — инерционная нагрузка» электрогидравлического вибростенда (рис. 2) в качестве системы управления [2], в которой за входной сигнал принято смещение (ход) X_p распределительного золотника 1, а за выходной — ускорение \ddot{Z}_1 вибростенда с объектом 2. При смещении золотника на величину X_p от среднего положения возникает поток рабочей жидкости Q_p , который поступает в одну из полостей гидроцилиндра и сжимает находящуюся там рабочую жидкость на величину $Z_{ж}$ относительно первоначального положения.

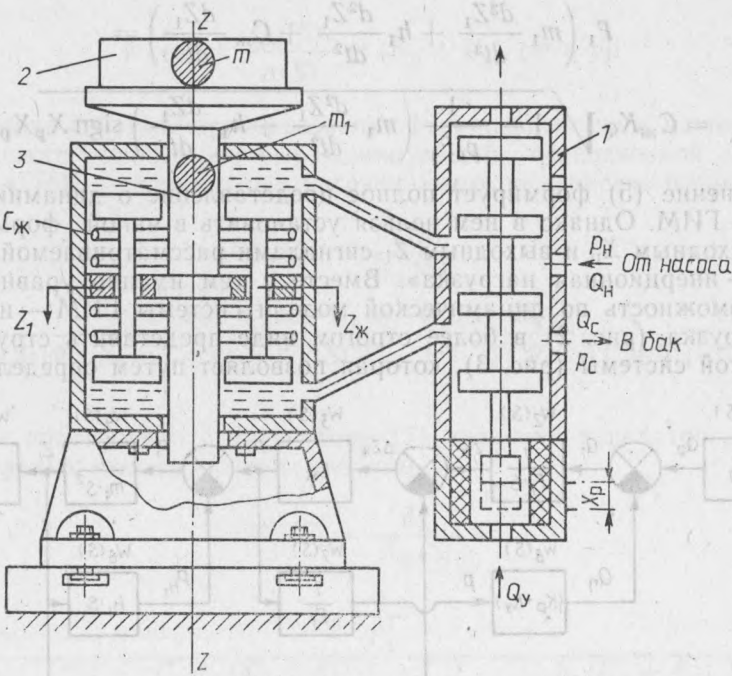


Рис. 2. Динамическая модель системы «ГИМ — инерционная нагрузка» электрогидравлического вибростенда: 1 — золотник; 2 — объект; 3 — поршень

Возникающее при этом усилие P , приложенное к поршню 3, вызывает его движение с ускорением \dot{Z}_1 . При смещении поршня давление в полости нагнетания падает за счет уменьшения $Z_{жк}$ на некоторую малую величину $\Delta Z_{жк}$, учитывающую сжимаемость жидкости в полости цилиндра. При движении поршня 3 со скоростью \dot{Z}_1 возникает также сила P_{h1} вязкого сопротивления движению поршня.

Усилие P , действующее на поршень, определяется как произведение эффективной площади поршня F_1 на перепад давления между полостями цилиндра p , от величины которого зависят потери потока жидкости $Q_{п}$ в распределительном золотнике (от ограничения внутренней проводимости жидкости через золотник) и утечки жидкости через неуплотненный поршень в сливную полость.

На основе результатов работы [3] запишем уравнения движения ГИМ (рис. 2):

уравнение расходной характеристики

$$Q = \frac{dZ_{жк}}{dt} F_1 = K_Q \sqrt{1 - \frac{p}{p_0} \text{sign } X_p X_p}, \quad (3)$$

где

$$K_{Q_i} = \mu \lambda d_p \Psi_p \sqrt{\frac{g}{\gamma} \rho_0},$$

уравнение упругих деформаций

$$P = (Z_{жк} - Z_1) C_{жк}. \quad (4)$$

Совместное решение уравнений (3), (4) и некоторые несложные преобразования позволяют получить в общем виде уравнение движения ГИМ, нагруженного инерционной нагрузкой и вязким трением:

$$F_1 \left(m_1 \frac{d^3 Z_1}{dt^3} + h_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} + C_{жк} \frac{dZ_1}{dt} \right) = C_{жк} K_Q \sqrt{1 - \frac{1}{p_0 F_1} \left(m_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} + h_1 \frac{dZ_1}{dt} \right) \text{sign } X_p X_p}. \quad (5)$$

Уравнение (5) формирует полное представление о динамике нагруженного ГИМ. Однако в нем нельзя установить в явной форме связь между входным X_p и выходным \dot{Z}_1 сигналами рассматриваемой системы «ГИМ — инерционная нагрузка». Вместе с тем именно уравнение (5) дает возможность по динамической модели системы ГИМ — инерционная нагрузка (рис. 2) в более строгом виде представить структурную схему этой системы (рис. 3), которая позволяет путем определения об-

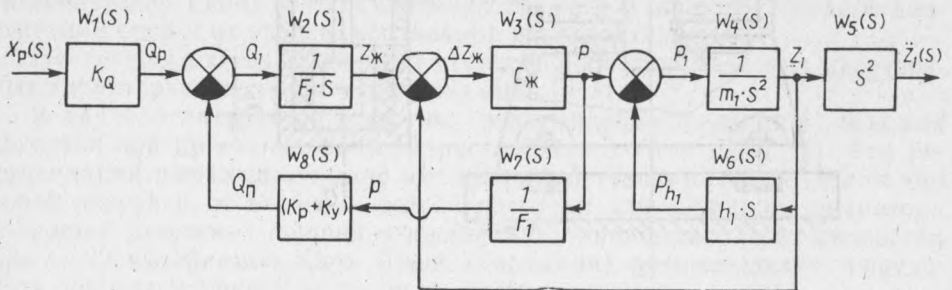


Рис. 3. Структурная схема системы «ГИМ—инерционная нагрузка»

шей передаточной функции $W_0(S)$ системы установить строго связь между $X_p(S)$ и $\ddot{Z}_1(S)$:

$$W_0(S) = \frac{\ddot{Z}_1(S)}{X_p(S)}. \quad (6)$$

Передаточные функции звеньев структурной схемы системы «ГИМ—инерционная нагрузка» (рис. 3), выраженные через параметры вибростенда, можно записать в операторной форме в виде выражений:

$$W_1(S) = \frac{Q_p(S)}{X_p(S)} = K_Q \text{ (м/с}^2\text{)},$$

$$W_2(S) = \frac{Z_{ж}(S)}{Q_1(S)} = \frac{1}{F_1 S} \text{ (с/м}^2\text{)},$$

$$W_3(S) = \frac{P(S)}{\Delta Z_{ж}(S)} = C_{ж} \text{ (н/м)},$$

$$W_4(S) = \frac{Z_1(S)}{P_1(S)} = \frac{1}{m_1 S^2} \text{ (м/н)},$$

$$W_5(S) = \frac{\ddot{Z}_1(S)}{Z_1(S)} = S^2 \text{ (1/с}^2\text{)},$$

$$W_6(S) = \frac{P_{h1}(S)}{Z_1(S)} = h_1 S \text{ (н/м)},$$

$$W_7(S) = \frac{p(S)}{P(S)} = \frac{1}{F_1} \text{ (1/м}^2\text{)},$$

$$W_8(S) = \frac{Q_{\pi}(S)}{p(S)} = (K_p + K_y) \text{ (м}^5\text{/н} \cdot \text{с)}.$$

Применив теоремы преобразования структурных схем из теории автоматического управления, выражение общей передаточной функции системы «ГИМ — инерционная нагрузка» можно записать в виде

$$W_0(S) = \frac{\ddot{Z}_1(S)}{X_p(S)} = \frac{W_1(S) \cdot W_2(S) \cdot W_3(S) \cdot W_4(S) \cdot W_5(S)}{1 + W_4(S) [W_3(S) + W_6(S)] + W_2^2(S) W_3(S) W_7(S) W_8(S) [1 + W_4(S) W_6(S)]} \quad (7)$$

После подстановки в выражение (7) значений передаточных функций отдельных звеньев системы получим

$$W_0(S) = \frac{\ddot{Z}_1(S)}{X_p(S)} = \frac{K_Q C_{ж} \frac{S}{F_1}}{m_1 S^2 + S \left[h_1 + \frac{C_{ж} m_1 (K_p + K_y)}{F_1^2} \right] + \left[C_{ж} + \frac{C_{ж} h_1 (K_p + K_y)}{F_1^2} \right]}, \quad (8)$$

где

$$K_p = \frac{K_Q X_{p\max}}{\rho_0} \quad (\text{м}^5/\text{с} \cdot \text{н}).$$

Преобразовав выражение (8) в частотную форму подстановкой $S = j\omega$ и умножив его на X_p (в данных исследованиях принято $X_p = 2 \cdot 10^{-3}$ м), с учетом формулы (2) для определения боковых нагрузок по АЧХ $\dot{Z}_1(\omega)$ или $\dot{Z}_1(f)$ можно построить зависимости амплитудно-частотных характеристик боковых нагрузок P_b на опоры от частоты f при

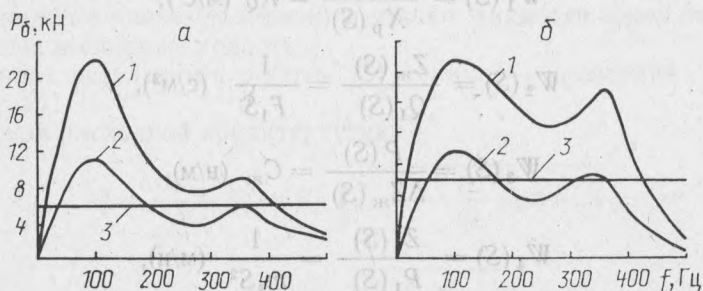


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики боковых нагрузок P_b на опоры цилиндров электрогидравлических вибростендов ЭГВ-5/500 (а) и ЭГВ-10/500 (б) при варьируемых значениях e : 1 — $5 \cdot 10^{-2}$ м; 2 — 10^{-1} м; 3 — линия нагрузки P_b (по рекомендации фирмы К. Шенк)

варьировании значений параметра e (рис. 4). Приведенные на рисунке графики построены по параметрам электрогидравлических вибростендов типа ЭГВ-5/500 и ЭГВ-10/500.

Заключение. В результате выполненных исследований впервые для электрогидравлических вибростендов, нагруженных инерционной нагрузкой, получены строгие зависимости боковой нагрузки P_b на опоры двухполостного гидроцилиндра от частоты гармонических колебаний f вибростола, от величин массы испытуемого объекта m , расстояния между опорами цилиндра L и смещения центра тяжести испытуемого объекта e относительно оси поршня гидроцилиндра.

Показано, что рекомендации фирмы К. Шенк для оценки боковых нагрузок на опоры в виде эмпирической связи (1) не отражают состояния реальной динамической нагруженности опор гидроцилиндров при смещении центра тяжести испытуемого объекта относительно оси поршня гидроцилиндра. Даже при $e = 5 \cdot 10^{-2}$ м на резонансных частотах гидроцилиндров $f_p \approx 100$ Гц действительные боковые нагрузки P_b на опоры стендов ЭГВ-10/500 и ЭГВ-5/500 в 1,5–2 раза превышают величину боковых нагрузок, рассчитанных по рекомендациям фирмы К. Шенк.

Полученные аналитические зависимости позволяют решать задачи по оптимизации параметров опор гидроцилиндров и гидравлических исполнительных механизмов стендов, а также давать конкретные рекомендации по установке объектов испытаний на стенды.

Обозначения

Z_1 — виброперемещение; \dot{Z}_1 — виброскорость; \ddot{Z}_1 — виброускорение; P_b — боковая нагрузка на опоры цилиндра; P_a — осевая нагрузка, приложенная в центре тяжести испытуемого объекта; m — масса испытуемого объекта; e — величина смещения центра тяжести объекта относительно оси поршня; L — расстояние между опорами; ω — частота колебаний стола стенда; t — время; X_p — смещение распределительного золотника гидроусилителя; Q_p — максимальный поток жидкости в полость гидроцилиндра; $Z_{ж}$ —

перемещение сечений жидкости в полости цилиндра; $\Delta Z_{ж}$ — величина сжимаемости жидкости в полости; P — усилие, действующее на поршень; $P_{л1}$ — сила вязкого сопротивления; F_1 — эффективная площадь поршня; Q_n — потери потока жидкости; p_0 — разность давлений на входе распределительного золотника и на его сливе; p_n — давление на входе распределительного золотника; p_c — давление на сливе распределительного золотника; K_Q — коэффициент усиления ГИМ по расходу; μ — коэффициент расхода золотника; d_p — диаметр распределительного золотника; Ψ_p — коэффициент угла раскрытия втулки распределительного золотника; γ — объемный вес жидкости; $C_{ж}$ — жесткость поршня, вибростола и объекта испытаний; h_1 — коэффициент вязкого трения в гидроцилиндре; S — оператор дифференцирования; K_y — коэффициент утечек; K_D — коэффициент внутренней проводимости распределительного золотника; f — частота; Q_n — поток жидкости от насоса; Q_c — поток жидкости на сливе; Q_y — поток жидкости из управляющего золотника.

Литература

1. Швалл Р. Д. Система «Гидропульс» с гидравлическим сервоприводом, предназначенная для испытания материалов и деталей // Сб. науч. исслед. фирмы Карл Шенк. ФРГ, Дармштадт (1975), 22—23
2. Шагинян А. С. Динамика универсальных испытательных машин с электрогидравлическим приводом // Междунар. симпозиум «Трибофатика-93». Гомель (1993), 1—14
3. Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисова Н. А., Гусаков В. И., Чуркин В. М. Электрогидравлические следящие системы // Под ред. В. А. Хохлова. Москва: Машиностроение (1971), 93—95

Поступила в редакцию 10.01.95.