

УДК 62-822

ВЫБОР ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ АККУМУЛЯТОРОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРЕХОСЕВОГО ВИБРОСТЕНДА

Бодров В. В., Багаутдинов Р. М., Гойдо М. Е., Ларин О. В.

SELECTION OF PNEUMOHYDRAULIC ACCUMULATORS FOR ELECTROHYDRAULIC CONTROL SYSTEM OF THREE-AXIS VIBRATION STAND

Bodrov V. V., Bagautdinov R. M., Goydo M. E., Larin O. V.

Аннотация. Приведена информация о составе универсального трехосевого сервогидравлического вибростенда, предназначенного для проведения вибрационных испытаний (на режимах синусоидальных и широкополосных случайных вибрационных воздействий) космических аппаратов на этапах наземной экспериментальной отработки и приемо-сдаточных испытаний летных образцов на нагрузки, возникающие при транспортировке на космодром и в процессе запуска ракеты-носителя. Стенд разработан и изготовлен в ООО «Уральский инжиниринговый центр» (г. Челябинск). Рассмотрена методика выбора пневмогидравлических аккумуляторов, обеспечивающих снижение колебаний давления в напорных и сливных каналах силовых сервогидравлических приводов, создающих вибрации универсальной платформы-переходника стенда с установленным на ней объектом испытаний в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Ключевые слова: вибростенд; электрогидравлическая система управления; пневмогидравлические аккумуляторы; выбор параметров.

Abstract. Information is provided on the composition of a universal three-axis servo-hydraulic vibration stand designed for vibration testing (in the modes of sinusoidal and broadband random vibration effects) of space-crafts at the stages of ground experimental testing and acceptance tests of samples at the loads arising during transportation to the spaceport and during launch of the rocket carrier. The stand was designed and manufactured into Ural Engineering Center LLC (Chelyabinsk). That is considered a methodology for selecting pneumohydraulic accumulators that reduce pressure fluctuations in the pressure and drain channels of power servo-hydraulic drives that create vibrations of the universal platform-adaptor of the stand with the test object installed on it in the vertical and horizontal directions.

Key words: vibration stand; electrohydraulic control system; pneumohydraulic accumulators; selection of parameters.

Введение. Коллективом ООО «Уральский инжиниринговый центр» выполнена работа по проектированию, изготовлению и запуску в эксплуатацию универсального трехосевого сервогидравлического вибростенда (УТСВ) для АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва.

Стенд предназначен для проведения вибрационных испытаний (на режимах синусоидальных и широкополосных случайных вибрационных воздействий) космических

аппаратов (КА) на этапах наземной экспериментальной отработки и приемо-сдаточных испытаний летных образцов на нагрузки, возникающие при транспортировке на космодром и в процессе запуска ракеты-носителя.

По сравнению с существующими вибростендами подобного назначения [1, 2, 3] УТСВ отличается расширенными функциональными возможностями, позволяя, в частности, проводить вибрационные испытания

КА при различных способах их крепления. Масса объектов, которые могут испытываться на УТЦВ, составляет до 5,5 т, а их высота — до 10 м.

В состав стенда (рис. 1, 2) входят следующие составные части:

а) сейсмическая масса (СМ);
 б) универсальная платформа-переходник (УПП) для крепления объекта, подлежащего вибрационным испытаниям [4];

в) силовые сервогидравлические приводы (ССГП) для реализации поступательного движения УПП вместе с объектом вибрационных испытаний в трех взаимно перпендикулярных направлениях (в вертикальном и двух горизонтальных) в соответствии с заданными законами;

г) насосно-аккумуляторная установка (НАУ) для осуществления питания рабочей жидкостью высокого давления ССГП, включая гидростатические подшипники гидроцилиндров ССГП;

д) комплект пневмоподушек для вывешивания СМ вместе с УПП и объектом вибрационных испытаний относительно фундамента монтажно-испытательного корпуса (МИК);

е) комплект пневмоподушек для вывешивания УПП вместе с объектом вибрационных испытаний относительно СМ;

ж) пневматическая система регулирования и контроля давления в пневмоподушках, предназначенных для осуществления вывешивания СМ вместе с УПП и объектом вибрационных испытаний относительно фундамента МИК;

з) пневматическая система регулирования и контроля давления в пневмоподушках, предназначенных для осуществления вывешивания УПП с объектом вибрационных испытаний относительно СМ;

и) силовые электрошкафы;

к) шкафы автоматики и пульта управления;

л) вспомогательное технологическое оборудование.

В составе стенда использованы ССГП производства фирмы "Team Corporation" (США) в количестве пяти штук ($n_{гп,в}=5$) для создания вибраций в вертикальном направлении и четырех штук для создания вибраций в горизонтальном направлении (по две штуки в каждом из двух взаимно перпендикулярных направлений).



Рис. 1. Общий вид УТЦВ с макетом КА, установленным на УПП, в процессе пусконаладочных работ стенда



Рис. 2. Общий вид УТЦВ:

1 – сейсмическая масса (СМ); 2 – универсальная платформа-переходник (УПП); 3 – пневмоподушка вывешивания УПП относительно СМ; 4 – силовой сервогидравлический привод (ССГП) для создания вибраций в вертикальном направлении; 5 – ССГП для создания вибраций в горизонтальном направлении

В каждый из ССГП входят: поршневой недифференциальный гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком, гидростатическими опорами и датчиком положения штока; сервоклапан типа Team V20/V350/MBP350; два баллонных пневмогидравлических аккумулятора (ПГА) типа MBP-350 с номинальной вместимостью по 1,0 л каждый, один из которых подсоединен к напорному каналу сервоклапана, а другой к его сливному каналу; гидростатический подшипник типа Team Model 50/2.8, предназначенный для передачи силового воздействия от гидроцилиндра к УПП во всем диапазоне развиваемых усилий только в направлении испытаний с обеспечением в определенных диапазонах подвижности по остальным пяти степеням свободы.

Гидроцилиндры Team 62/10,0, входящие в состав ССГП, используемых для создания вибраций в вертикальном направлении, имеют

эффективную площадь поршня $A_{п.в}$, равную $A_{п.в} = 64,516 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, а гидроцилиндры Team 62/18,2, входящие в состав ССГП, используемых для создания вибраций в горизонтальном направлении, имеют

эффективную площадь поршня $A_{п.г}$, равную $A_{п.г} = 116,1288 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Данные о параметрах вибрации, подлежащих воспроизведению на стенде с объектом испытаний, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры вибраций

Параметр	Числовое значение
Диапазон воспроизводимых частот вибраций, Гц	5 ... 310
Максимальные развиваемые ускорения УПП с объектом испытаний, м/с ² :	
при синусоидальной вибрации	17,85
в вертикальном направлении	7,36
в горизонтальном направлении	
при широкополосной случайной вибрации	
в вертикальном направлении	8,04
в горизонтальном направлении	8,14
Максимальные (пиковые) развиваемые скорости УПП с объектом испытаний, м/с:	
при синусоидальной вибрации	0,57
в вертикальном направлении	0,22
в горизонтальном направлении	
при широкополосной случайной вибрации	
в вертикальном направлении	0,24
в горизонтальном направлении	0,08
Максимальные (от пика до пика) перемещения УПП с объектом испытаний, мм:	
при синусоидальной вибрации	36,2
в вертикальном направлении	14,3
в горизонтальном направлении	
при широкополосной случайной вибрации	
в вертикальном направлении	9,42
в горизонтальном направлении	9,45

Целью настоящей работы являлось снижение колебаний давления в напорных и сливных каналах силовых сервогидравлических приводов, создающих вибрации универсальной платформы-переходника стенда с установленным на ней объектом испытаний в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Результаты предварительных расчетов. С учетом того обстоятельства, что максимальные значения скоростей вибрации в вертикальном и в каждом из горизонтальных направлений составляют соответственно: $v_{в.макс} = 0,57 \text{ м/с}$ и $v_{г.макс} = 0,22 \text{ м/с}$ (табл. 1) – и вибрационные испытания в каждом из направлений производятся поочередно (т.е. не совмещаются во времени), максимальный потребный расход рабочей жидкости, которая должна подводиться к гидроцилиндрам в процессе работы стенда, соответствует проведению вибрационных испытаний в вертикальном направлении при $v_{в.макс} = 0,57 \text{ м/с}$ и составляет (без учета утечек и перетечек

рабочей жидкости, а также упругих деформаций элементов стенда):

$$Q_{в.макс} = n_{гц,в} A_{п.в} v_{в.макс} = 5 \cdot 64,516 \cdot 10^{-4} \cdot 0,57 \text{ м}^3/\text{с} = 0,0184 \text{ м}^3/\text{с} = 1103,22 \text{ л/мин.}$$

Указанные максимальные значения скоростей $v_{в.макс} = 0,57 \text{ м/с}$ и $v_{г.макс} = 0,22 \text{ м/с}$ относятся к случаю проведения испытаний при осуществлении синусоидальных вибраций (табл. 1). При этом текущее значение $Q_{в}$ потребного расхода рабочей жидкости на входе сервоклапанов, управляющих гидроцилиндрами ССГП, создающими вибрации в вертикальном направлении, изменяется по следующему закону:

$$Q_{в} = Q_{в.макс} \cdot |\sin(\omega t)|,$$

а среднее за цикл значение расхода составляет:

$$Q_{в.ср} = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{\pi/\omega} Q_{в.макс} \sin(\omega t) dt = \frac{2}{\pi} Q_{в.макс} = 2 \cdot 1103,22 / \pi \text{ л/мин} = 702,33 \text{ л/мин,}$$

где ω – угловая частота синусоидальных вибраций; t – время.

В соответствии с техническим заданием на проектирование стенда суммарная подача основных насосов насосной установки, от которых производится питание рабочей жидкостью сервоклапанов, управляющих гидроцилиндрами, используемыми для создания вибраций испытываемого объекта, должна составлять не менее значения 900 л/мин, которое превосходит полученное значение $Q_{в.ср} = 702,33$ л/мин, что внесло соответствующие коррективы в подход к выбору насосов.

Для подачи рабочей жидкости на входы сервоклапанов в составе НАУ стенда используются четыре ($k_n = 4$) аксиально-поршневых регулируемых насоса (с регуляторами давления с внешним управлением) типа 415.0.250.DRG производства ОАО "Пневмостроймашина" (г. Екатеринбург). Номинальный рабочий объем этих насосов равен $q_n = 250$ см³/об.

При рабочей частоте вращения вала приводящего электродвигателя указанных насосов, равной $n_n = 960$ об/мин, с учетом объемного коэффициента полезного действия (КПД) насосов $\eta_o = 0,95$ их суммарная подача $Q_{н.с}$ при номинальном значении рабочего объема составляет:

$$Q_{н.с} = k_n q_n n_n \eta_o = 4 \cdot 250 \cdot 10^{-3} \cdot 960 \cdot 0,95 \text{ л/мин} = 912 \text{ л/мин.}$$

Поскольку даже при максимальном значении рабочего объема выбранных силовых насосов их суммарная подача $Q_{н.с} = 912$ л/мин меньше максимального потребного расхода рабочей жидкости $Q_{в.мах} = 1103$ л/мин, то для компенсации недостаточной подачи насосов в моменты, когда возникает необходимость в повышенных значениях расхода, используются ПГА. Пневмогидравлические аккумуляторы также необходимы для сглаживания пульсаций давления, обусловленных инерционностью работы регуляторов давления силовых насосов. В соответствии с указанными обстоятельствами и с учетом значительного расстояния (порядка 50 м) от НАУ до места расположения ССГП признано целесообразным иметь ПГА,

установленные как в непосредственной близости от насосных агрегатов, так и в непосредственной близости от ССГП.

Очевидно, что при прочих равных условиях наиболее высокие требования к номинальной вместимости ПГА предъявляются в том случае, когда амплитуды изменения как перемещения, так и скорости движения поршней гидроцилиндров ССГП имеют максимальные значения.

Согласно данным, приведенным в табл. 1, наибольшая амплитуда перемещения соответствует случаю осуществления синусоидальных вибраций в вертикальном направлении и составляет:

$$z_{в.мах} = 18,1 \text{ мм} = 0,0181 \text{ м.}$$

При синусоидальном законе вибраций амплитудные значения скорости $v_{в.мах} = 0,57$ м/с и перемещения $z_{в.мах} = 0,0181$ м связаны следующим образом:

$$v_{в.мах} = \omega z_{в.мах}$$

Откуда:

$$\omega = v_{в.мах} / z_{в.мах} = 0,57 / 0,0181 \text{ рад/с} = 31,49 \text{ рад/с}$$

или

$$f = \omega / (2\pi) = 31,49 / (2\pi) \text{ Гц} = 5,012 \text{ Гц.}$$

При круговой частоте вибраций $f = 5,012$ Гц (которая является достаточно высокой для регуляторов насосов) маловероятным является изменение подачи силовых насосов в соответствии с текущей потребностью в расходе рабочей жидкости.

Поэтому при определении необходимой номинальной вместимости $V_{а.н}$ ПГА было принято, что суммарная подача силовых насосов в процессе работы стенда не меняется и находится на уровне средней потребной в рассматриваемых условиях подачи $Q_{в.ср} = 702,33$ л/мин. В связи с тем, что на самом деле суммарная подача насосов может быть ощутимо больше (вплоть до значения $Q_{н.с} = 912$ л/мин), полученное при вышеуказанном допущении значение $V_{а.н}$ является завышенным (даже с поправкой на возможные перетечки рабочей жидкости в сливную гидролинию в ССГП).

Текущее изменение объема $\Delta V_{\text{ПГА}}$ рабочей жидкости в ПГА на одном полупериоде вибраций определяется по формуле:

$$\begin{aligned}\Delta V_{\text{ПГА}} &= Q_{\text{в.ср}} t - \int_0^t Q_{\text{в.макс}} \sin(\omega t) dt = \\ &= Q_{\text{в.ср}} t + \frac{Q_{\text{в.макс}}}{\omega} [\cos(\omega t) - 1].\end{aligned}$$

Взяв производную $d\Delta V_{\text{ПГА}}/dt$ и приравняв ее к нулю, получаем следующие выражения для определения моментов времени t_1 и t_2 , в которые изменение объема $\Delta V_{\text{ПГА}}$ на одном полупериоде вибраций приобретает соответственно максимальное $\Delta V_{\text{ПГА.макс}}$ и минимальное $\Delta V_{\text{ПГА.мин}}$ значения:

$$\begin{aligned}t_1 &= \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{Q_{\text{в.ср}}}{Q_{\text{в.макс}}}; \\ t_2 &= \frac{1}{\omega} \left(\pi - \arcsin \frac{Q_{\text{в.ср}}}{Q_{\text{в.макс}}} \right).\end{aligned}$$

При $Q_{\text{в.ср}} = 702,33$ л/мин, $Q_{\text{в.макс}} = 1103$ л/мин и $\omega = 31,49$ рад/с на основании вышеприведенного выражения для вычисления $\Delta V_{\text{ПГА}}$ для моментов времени $t = t_1$ и $t = t_2$ получаем:

$$\Delta V_{\text{ПГА.макс}} = 0,1229 \text{ л};$$

$$\Delta V_{\text{ПГА.мин}} = -0,1229 \text{ л}.$$

В соответствии с полученным результатом маневровый объем $V_{\text{а.м}}$ ПГА должен составлять не менее значения $V_{\text{а.м.мин}}$:

$$\begin{aligned}V_{\text{а.м.мин}} &= \Delta V_{\text{ПГА.макс}} - \Delta V_{\text{ПГА.мин}} = \\ &= (0,1229 + 0,1229) \text{ л} = 0,2458 \text{ л}.\end{aligned}$$

Приняв коэффициент запаса k_v ПГА по маневровому объему равным $k_v = 1,25$, при

расчете номинальной вместимости $V_{\text{а.н}}$ исходили из следующего значения маневрового объема $V_{\text{а.м}}$ ПГА:

$$V_{\text{а.м}} = k_v V_{\text{а.м.мин}} = 1,25 \cdot 0,2458 \text{ л} = 0,307 \text{ л}.$$

Значение номинальной вместимости $V_{\text{а.н}}$ ПГА зависит: от требуемого значения его маневрового объема $V_{\text{а.м}}$, от избыточного давления зарядки p_3 , от минимального рабочего избыточного давления $p_{\text{мин}}$, от максимального рабочего избыточного давления $p_{\text{макс}}$, от характера протекания процессов зарядки и разрядки ПГА и имеющих при этом место значениях показателя политропы n .

При одинаковых значениях показателя политропы в процессе зарядки и разрядки ПГА формула для определения номинальной вместимости $V_{\text{а.н}}$ ПГА имеет вид [5]:

$$V_{\text{а.н}} = \frac{V_{\text{а.м}} \left[(p_{\text{макс}} + p_{\text{атм}}) / (p_3 + p_{\text{атм}}) \right]^{1/n}}{\left[(p_{\text{макс}} + p_{\text{атм}}) / (p_{\text{мин}} + p_{\text{атм}}) \right]^{1/n} - 1},$$

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление.

При прочих равных условиях большее расчетное значение $V_{\text{а.н}}$ соответствует случаю, когда процесс сжатия газа при зарядке ПГА может рассматриваться как изотермический:

$$V_{\text{а.н}} = \frac{V_{\text{а.м}} (p_{\text{макс}} + p_{\text{атм}}) / (p_3 + p_{\text{атм}})}{\left[(p_{\text{макс}} + p_{\text{атм}}) / (p_{\text{мин}} + p_{\text{атм}}) \right]^{1/n} - 1}.$$

С учетом того, что давление в гидроприводе стенда согласно техническому заданию должно составлять не менее значения $p_{\text{раб.мин}} = 20,7$ МПа, при расчетах значения $V_{\text{а.н}}$ значение $p_{\text{макс}}$ было принято равным $p_{\text{макс}} = 21,0$ МПа.

Чем больше значение $p_{\text{мин}}$ и чем меньше значение p_3 , тем больше при прочих равных условиях получается расчетное значение

необходимой номинальной вместимости $V_{a.n}$ ПГА.

В данном случае значение p_{min} было принято близким к значению p_{max} и равным $p_{min} = 20,7$ МПа.

Давление p_3 предварительной зарядки ПГА газом выбирают несколько меньшим давления p_{min} (то есть $p_3 < p_{min}$) с тем, чтобы в процессе эксплуатации аккумулятора исключить полное вытеснение из него рабочей жидкости. Очевидно, что на величину объема жидкости, остающейся ПГА при давлении p_{min} , номинальная вместимость аккумулятора недоиспользуется, поэтому, если на то нет

особых требований, необходимо стремиться к наименьшему различию значений p_3 и p_{min} .

Однако при зарядке ПГА азотом из баллонов, в которых он обычно поставляется при давлении 15 МПа, и отсутствии агрегата, обеспечивающего повышение давления азота, наиболее экономически целесообразным (с точки зрения сокращения необходимого числа баллонов) является значение давления зарядки p_3 порядка $p_3 = 12,0$ МПа.

Ниже в табл. 2 представлены результаты расчетов по вышеприведенным формулам необходимой номинальной вместимости $V_{a.n}$ ПГА при ряде значений показателя политропы n .

Таблица 2

Результаты расчетов необходимой номинальной вместимости $V_{a.n}$ пневмогидравлического аккумулятора

Исходные данные для расчета	
Маневровый объем $V_{a.m}$ ПГА, л	0,307
Избыточное давление зарядки p_3 , МПа	12,0
Минимальное рабочее избыточное давление p_{min} , МПа	20,7
Максимальное рабочее избыточное давление p_{max} , МПа	21,0
Атмосферное давление $p_{атм}$, МПа	0,1
Результаты расчетов	
n	$V_{a.n}$, л
при одинаковых значениях показателя политропы n на этапах разрядки и зарядки ПГА	
1,0	37,117
1,1	38,842
1,2	40,647
1,3	42,512
1,4	44,422
при политропном процессе разрядки и изотермическом процессе зарядки ПГА	
1,0	37,117
1,1	40,856
1,2	44,594
1,3	48,333
1,4	52,071

Принятые технические решения и оценка их эффективности. С учетом полученных результатов, для установки в области стенда (на минимально допустимом по конструктивным соображениям удалении от ССП) были выбраны два пневмогидравлических баллонных

аккумулятора типа AS35P360CA9V-1-11-SOC0/0 ("EPE ITALIANA s.r.l.", Италия). Данные ПГА рассчитаны на номинальное давление $p_{ном} = 36,0$ МПа, каждый из них имеет номинальную вместимость $V_{a.n} = 35$ л.

Дополнительно еще один подобный (из соображений унификации) ПГА был установлен в непосредственной близости от силовых насосов типа 415.0.250.DRG и присоединен своей жидкостной полостью к их общей напорной гидролинии для компенсации инерционности регуляторов давления насосов и поддержания на выходе указанных насосов практически постоянного давления (рис. 3).

С целью предварительной оценки эффективности установки ПГА с номинальной вместимостью по 35 л в непосредственной близости от ССГП проведено имитационное моделирование с использованием пакета прикладных программ ПРАНС-ПК [6].

Моделирование процессов, происходящих в напорной гидролинии стенда, выполнено для случая изменения расхода рабочей жидкости на входе ССГП, соответствующего изменению вертикальной скорости перемещения УПП с объектом испытаний по закону

$$v_v = v_{v,\max} \sin(\omega t).$$



Рис. 3. Общий вид насосно-аккумуляторной установки стенда

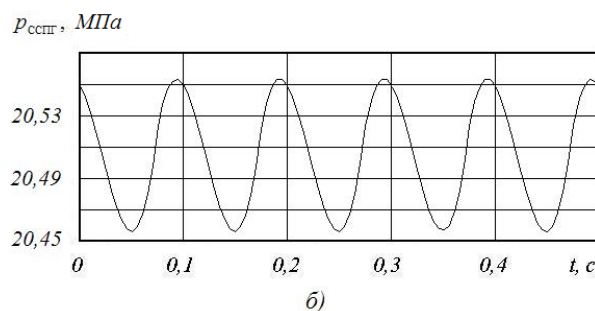
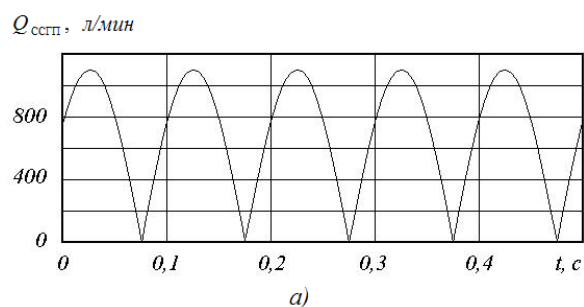
При математическом моделировании длинные трубопроводы были представлены как совокупность нескольких последовательно соединенных коротких участков, для потока на каждом из которых использована сосредоточенная модель движения жидкости, соответствующая Г-образной схеме замещения [5, 7].

Согласно результатам расчетов по сравнению со случаем, когда используются лишь входящие в состав каждого ССГП (со стороны их напорного канала) баллонные пневмогидравлические аккумуляторы вместимостью по 1 л, при прочих равных условиях при давлении зарядки всех ПГА, равном $p_3 = 12,0$ МПа, размах колебаний

давления на входе ССГП снижается с 1,155 МПа до значения 0,234 МПа при использовании одного дополнительного ПГА с номинальной вместимостью 35 л и до значения 0,132 МПа при использовании двух таких дополнительных аккумуляторов, а при давлении зарядки всех ПГА, равном $p_3 = 19,5$ МПа, – с 0,942 МПа до значения 0,174 МПа при использовании одного дополнительного ПГА с номинальной вместимостью 35 л и до значения 0,097 МПа при использовании двух таких дополнительных аккумуляторов.

В качестве примера на рис. 4 приведены графики переходных процессов, полученные при моделировании для случая подключения к входному каналу ССГП двух ПГА при давлении зарядки всех ПГА, равном $p_3 = 19,5$ МПа.

Для аналогичного режима испытаний также выполнен расчет колебаний давления на выходе ССГП при постоянном давлении на выходе сливного трубопровода, поддерживаемом посредством соответствующего переливного клапана и равном $p_{\text{подл}} = 1,2$ МПа, и давлении зарядки ПГА, установленных на выходе ССГП, равном $p_3 = 1,1$ МПа.



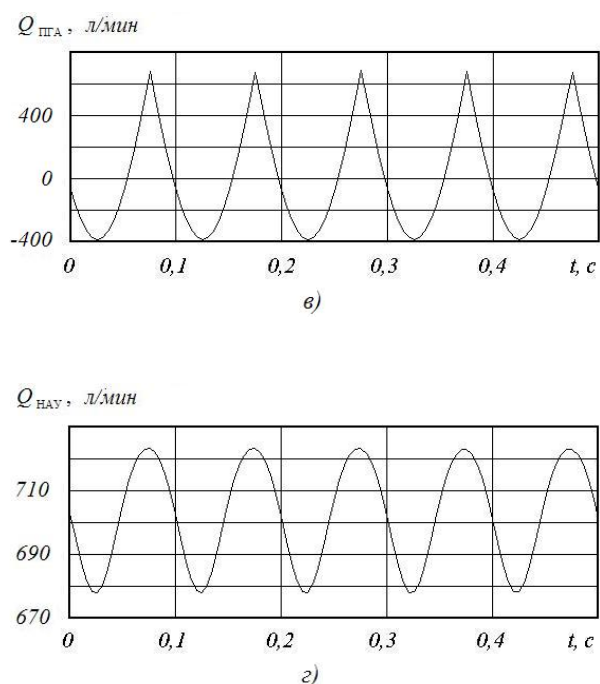


Рис. 4. Графики изменения в функции времени t :
 а) суммарного расхода $Q_{\text{СПГ}}$ жидкости на входе ССПГ;
 б) давления $p_{\text{СПГ}}$ жидкости на входе ССПГ;
 в) суммарного расхода $Q_{\text{СПГ}}$ жидкости на входе ПГА;
 г) расхода $Q_{\text{НАУ}}$ жидкости на выходе НАУ

При прочих равных условиях по сравнению со случаем, когда используются лишь входящие в состав каждого ССПГ (со стороны их сливного канала) баллонные пневмогидравлические аккумуляторы вместимостью по 1 л, размах колебаний давления на выходе ССПГ согласно результатам расчетов снижается с 0,072 МПа до значения 0,036 МПа при использовании одного дополнительного ПГА с номинальной вместимостью 10 л. Учитывая данный результат, признано целесообразным подключение к сливной гидролинии ССПГ в области стенда (на минимально допустимом по конструктивным соображениям удалении от ССПГ) пневмогидравлического баллонного аккумулятора типа AS10P360CA9V-1-11-COC0/0 ("EPE ITALIANA s.r.l.", Италия), имеющего номинальную вместимость $V_{\text{а.н}} = 10$ л.

Экспериментальное апробирование работы стенда в период пуско-наладочных работ показало, что использование выбранных ПГА обеспечивает высокую стабильность значений давления в напорной гидролинии силовых

насосов и в напорных и сливных каналах ССПГ на всех возможных режимах испытаний.

Заключение. Использование дополнительных ПГА, подключенных к напорной гидролинии силовых насосов и к напорным и сливным каналам ССПГ позволило свести до минимума колебания давления в соответствующих местах гидросистемы стенда и тем самым снизить динамические нагрузки на силовые насосы, напорные и сливные трубопроводы, что должно способствовать повышению их долговечности. Колебания давления в напорных и сливных каналах ССПГ при проведении вибрационных испытаний являются возмущающими воздействиями, поэтому их минимизация способствует повышению точности создания на стенде вибраций с требуемыми характеристиками.

Приемо-сдаточные испытания стенда подтвердили соответствие характеристик его работы требованиям технического задания и целесообразность принятых технических решений.

Список источников

1. Виброиспытания космических аппаратов / Соустин Б. П., Тестоедов Н. А., Рудомёткин А. Г., Алькин А. В. – М.: Наука, 2000. 171 с.
2. Парафесь С.Г., Туркин И.К. Методы и средства динамических испытаний конструкций летательных аппаратов: Учебное пособие. М.: Изд-во МАИ, 2002. 132 с.
3. Скорина С. Ф. Испытания изделий авиационной, ракетной и космической техники: Учебное пособие. СПб: Изд-во ГУАП, 2017. 137 с.
4. Патент РФ № 2769895. Платформа вибростенда / Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Сапожников С.Б., Кувайцев А.В., Ларин О.В. // Оpubл. в Б.И. 2022. № 10.
5. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
6. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / Бажин И.И., Беренгард Ю.Г., Гайцгори М.М. и др.; Под общ. ред. Ермакова С.А. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.
7. Бодров В. В., Багаутдинов Р. М., Гойдо М.Е., Староверов Ю. А. Расчет гидравлического удара при работе ковочного пресса // Гидравлика: Сетевое издание. 2023. № 19 (июнь). 10 с. <http://hydrojournal.ru/item/217-raschet-gidravlichesкого-udara-pri-rabote-kovochnogo-pressa>

References

1. Vibration testing of spacecraft / Soustin B.P., Testoyedov N.A., Rudometkin A.G., Alkin A.V. M.: Nauka, 2000. 171 p.
2. Parafes S.G., Turkin I.K. Methods and means of dynamic testing of aircraft structures: Textbook. M.: MAI Publishing House, 2002. 132 p.
3. Skaryna S.F. Testing of aviation, rocket and space technology products: Textbook. St. Petersburg: GUAP Publishing House, 2017. 137 p.
4. RF Patent No. 2769895. Vibration stand platform / Bodrov V.V., Bagautdinov R.M., Sapozhnikov S.B., Kuvay-tsev A.V., Larin O.V. // Publ. in B.I. 2022. No. 10.
5. Goydo M.E. Designing of fluid power drives (Designer library). M.: Mashinostroenie, 2009. 304 p.
6. Automated design of machine-building hydraulic drive / Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaitsgori M.M. and etc.; Under general ed. Ermakova S.A. M.: Mashinostroenie, 1988. 312 p.
7. Bodrov V.V., Bagautdinov R.M., Goydo M.E., Staroverov Yu.A. Calculation of hydraulic shock during operation of the forging press // Hydraulics: Network publication. 2023. No. 19 (June). 10 p <http://hydrojournal.ru/item/217-raschet-gidravlicheskogo-udara-pri-rabote-kovochnogo-pressa>.

Статья поступила в редакцию 20.09.2024

Информация об авторах

Бодров Валерий Владимирович, к.т.н., директор по стратегическому развитию ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.
E-mail: vbodrov296@gmail.com

Багаутдинов Рамиль Мерсеитович, генеральный директор ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.
E-mail: бага@cheltec.ru

Гойдо Максим Ефимович, к.т.н., доцент, главный инженер проектов ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.
E-mail: goido@cheltec.ru

Ларин Олег Владимирович, ведущий конструктор ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.
E-mail: larin.ov@mail.ru

Information about the authors

Bodrov Valery Vladimirovich, candidate of Technical Sciences, Director of strategic development LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.
E-mail: vbodrov296@gmail.com

Bagautdinov Ramil Merseitovich, general Director of LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.
E-mail: бага@cheltec.ru

Goydo Maxim Efimovich, candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Chief Project Engineer LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.
E-mail: goido@cheltec.ru

Larin Oleg Vladimirovich, lead constructor LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk
E-mail: larin.ov@mail.ru

Для цитирования:

Бодров В. В., Багаутдинов Р. М., Гойдо М. Е., Ларин О. В. Выбор пневмогидравлических аккумуляторов для электрогидравлической системы управления трехосевого вибростенда // Вестник Луганского государственного университета имени Владимира Даля. – 2024. – № 11(89). – С. 21-29.

For citation:

Bodrov V. V., Bagautdinov R. M., Goydo M. E., Larin O. V. Selection of pneumohydraulic accumulators for electrohydraulic control system of three-axis vibration stand // Vestnik of Lugansk State University named after Vladimir Dahl. – 2024. – № 11(89). – P. 21-29.
