

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и
А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 620.1.051

doi:10.18720/SPBPU/2/id23-543

А.Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Д.В. Решетов³

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО УДАРНОГО СТЕНДА



¹Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)947-3582, E-mail: porka.n@mail.ru



²Михаил Нусимович Полищук,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)242-2526, E-mail: polishchuck@mail.ru



³Решетов Дмитрий Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)876-9581, E-mail: pvclol@yandex.ru

Аннотация

Одним из видов механических испытаний объектов промышленного производства является испытание на горизонтальных ударных машинах. В таких машинах объекты испытаний подвергаются ударным нагрузкам, действующим перпендикулярно вектору силы тяжести. В статье проведено исследование основных фаз воспроизведения полусинусоидального импульса ускорения при ударе: разгона каретки с объектом, соударения каретки с инерционным блоком (ИБ) и их свободного отскока с последующим торможением. В качестве источника энергии, необходимой для создания удара, рассматривался сжатый воздух.

Разработанные в работе математические модели фаз движения каретки и ИБ являются нелинейными и анализируются численно. В результате моделирования определены настройки горизонтального ударного стенда, позволяющие обеспечить требуемое пиковое ударное ускорение и длительность импульса при заданной массе каретки с

объектом испытаний: давление сжатого воздуха в ресивере, характеристики формирователя импульса (программатора), усилие торможения на отскоке.

Ключевые слова: горизонтальная ударная машина, математическая модель, разгон, удар, отскок.

Введение

Горизонтальные ударные машины в последнее время получили широкое распространение наряду с уже традиционными вертикальными [1 – 5]. Это обусловлено как появлением новой техники, которую необходимо испытывать, так и расширением требований к механическим испытаниям уже существующих объектов. В связи с большими энергетическими возможностями современной пневмоавтоматики наибольшее распространение в горизонтальных машинах получил пневмопривод. Помимо энергонасыщенности в них используется второе важное свойство сжатого воздуха – быстродействие – быстрое высвобождение энергии при подаче в разгонные пневматические цилиндры [6 – 8].

Принципы работы вертикальных пневматических ударных стендов хорошо известны и подробно описаны в ряде работ [9 – 14]. Пневматические горизонтальные ударные стенды в сравнении с вертикальными машинами имеют ряд отличий в принципах действия, особенно в тех случаях, когда объекты испытаний представляют собой крупногабаритные изделия большой массы. Необходимость быстрого высвобождения больших энергий привела к использованию сжатого воздуха высокого давления, превышающего типовое, и применению быстродействующих управляемых клапанов и трубопроводов большого проходного сечения [15].

В статье рассмотрена работа горизонтальной ударной машины, упрощенная схема которой приведена на рис. 1.

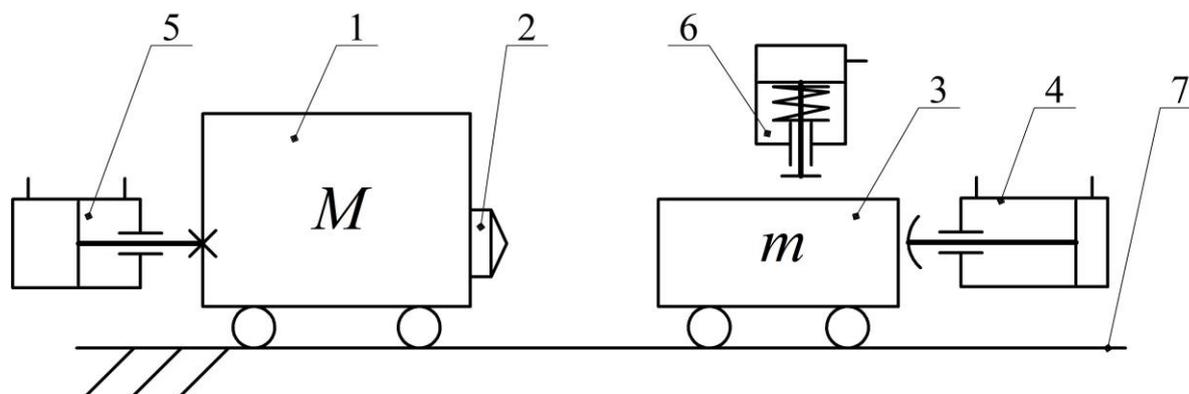


Рис. 1. Схема ударной машины: 1 – ИБ; 2 – формирователь импульса; 3 – каретка с объектом испытаний; 4 – разгонный пневматический цилиндр (2 шт.); 5 – цилиндр пневмопружины (2 шт.); 6 – тормозной пневмоцилиндр; 7 – направляющая качения

Каретка 3 с объектом испытаний приводится в движение разгонными пневматическими цилиндрами 4. При разгоне каретка сначала движется за счет подачи сжатого воздуха в цилиндры, а затем по инерции до соударения с формирователем 2, расположенным на ИБ.

Для уменьшения воздействия на окружающее оборудование ИБ установлен на мягких пневматических пружинах 5. После того, как полусинусоидальный импульс сформирован, каретка свободно отскакивает от формирователя, а затем тормозится цилиндрами 6.

Методы

На основе аналитического исследования авторами было установлено, что для воспроизведения ударного импульса ускорений на горизонтальном ударном стенде требуется выполнить следующие основные шаги:

– выбрать из набора и установить формирователь импульса, жесткость которого определяется требуемой длительностью импульса и зависит от массы изделия

$$c = \frac{mM}{m + M} \cdot \left(\frac{\pi - 2 \arcsin(0,1)}{\tau} \right)^2, \quad (1)$$

где τ – длительность ударного импульса; m – масса каретки с объектом испытаний; M – масса ИБ;

– разогнать каретку с испытуемым объектом до требуемой скорости

$$v = \frac{m + M}{M} \cdot \frac{A\tau}{\pi - 2 \arcsin(0,1)}, \quad (2)$$

где A – пиковое значение ударного импульса;

– по окончании удара, регистрируемого устройством управления стенда по сигналу акселерометров, включить тормоза, обеспечивающие остановку каретки в заданной зоне торможения, и сбросить воздух из пневмопружины.

Отметим два важных обстоятельства. Во-первых, формулы (1), (2) носят оценочный характер, получены с помощью упрощенной математической модели и должны быть верифицированы. Во-вторых, исследование стенда с помощью математического моделирования удобно выполнять по отдельности для различных фаз работы: разгона каретки, соударения каретки и ИБ, отскока каретки и ИБ после удара.

Разгон каретки. Уравнение движения каретки при разгоне имеет вид

$$m\ddot{x} = F - F_t, \quad (3)$$

где \ddot{x} – ускорение каретки; F – движущая сила; F_t – сила трения качения каретки по направляющей.

Сила F зависит от положения каретки x . В начальный момент каретка движется под действием силы, развиваемой разгонными пневматическими цилиндрами. После выборки хода цилиндров ($x = x_{s1}$) их штоки останавливаются, далее до столкновения с инерционным блоком ($x = x_{s2}$) каретка движется по инерции:

$$F = \begin{cases} 2(p_1 - p_2)S, & 0 \leq x \leq x_{s1}, \\ 0, & x_{s1} < x \leq x_{s2} \end{cases}, \quad (4)$$

где p_1, p_2 – давление воздуха в поршневых и штоковых полостях цилиндров разгона; S – площадь поршня одного разгонного цилиндра.

Давление p_1 в поршневой полости определяется количеством сжатого воздуха, поступающего из ресивера. Воздух из ресивера нагнетается в цилиндры разгона через пневматические рукава после срабатывания быстродействующего клапана. При этом давление p_1 зависит от массового расхода G_1 воздуха [6]

$$\dot{p}_1 = \begin{cases} \frac{k}{x} \left(\frac{G_1 RT}{S} - p_1 \dot{x} \right), & x \leq x_{s1}, \\ p_1(x = x_{s1}), & x > x_{s1} \end{cases}, \quad (5)$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты; $R = 287$ Дж/кг·К – газовая постоянная воздуха; $T = 293$ К – температура воздуха.

Массовый расход G_1 определяется выражением [7]

$$G_1 = \begin{cases} \mu f_c p \sqrt{0,469/RT}, & p_1/p < 0,528, \\ \mu f_c p \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & 0,528 < \frac{p_1}{p} < 1, \\ 0, & p_1/p \geq 1 \end{cases} \quad (6)$$

где μ – приведенный коэффициент расхода; f_c – площадь поперечного сечения отверстия в цилиндре, через которое воздух поступает из рукава в цилиндр; p – давление в рукаве.

Чтобы определить значение G_1 , нужно знать давление p в рукаве, которое зависит еще и от массового расхода воздуха G из ресивера

$$G = \begin{cases} 0,5\mu f_k P \sqrt{0,469/RT}, & p/P < 0,528, \\ 0,5\mu f_k P \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & 0,528 < \frac{p}{P} < 1, \\ 0, & p/P \geq 1 \end{cases} \quad (7)$$

где P – давление в ресивере. f_k – площадь проходного сечения отверстия, через которое поступает воздух из ресивера в рукав.

Давление в ресивере зависит от удельного объема воздуха [7]

$$Pv_r^k = const, \quad P = P_0 \left(\frac{m_r}{m_{r0}} \right)^k, \quad (8)$$

где $v_r = V_r/m_r$; V_r – объем ресивера; m_r – масса воздуха в ресивере при давлении P ; m_{r0} – масса воздуха в ресивере при начальном давлении P_0 .

Масса воздуха в ресивере изменяется в соответствии с выражением

$$m_r = m_{r0} - \int_0^t G(t) dt, \quad m_{r0} = \rho V_r, \quad (9)$$

где ρ – плотность воздуха при давлении P_0 .

Учитывая связь плотности газа с давлением [6], имеем

$$\frac{\rho}{\rho_a} = \frac{P_0}{P_a} \Rightarrow \rho = \rho_a \frac{P_0}{P_a}, \quad (10)$$

где ρ_a – плотность воздуха при нормальных условиях (атмосферном давлении p_a).

Окончательно получаем для текущего давления воздуха в ресивере

$$P = P_0 \left(1 - \frac{\int_0^t G(t) dt}{m_{r0}} \right)^k, \quad m_{r0} = \rho_a V_r \frac{P_0}{P_a}. \quad (11)$$

Зная выражения для массовых расходов G и G_1 , можно определить давление p в рукаве. В начальный p момент $p = p_a$. Далее воздух поступает в рукав из ресивера (объемный расход $+G$) и вытекает в цилиндры разгона (объемный расход $-2G_1$). Поэтому

$$p = p_a \left(\frac{m_s}{m_{s0}} \right)^k, \quad m_s = m_{s0} + \int_0^t (G(t) - 2G_1(t)) dt, \quad (12)$$

где $m_{s0} = \rho_a V_s$ – масса воздуха в рукаве в начальный момент; V_s – объем рукава; m_s – масса воздуха в рукаве в момент t .

В (3), (4) остались пока неопределенными сила F_t трения качения и давление p_2 в штоковых полостях цилиндров разгона. Сила трения качения определяется формулой $F_t = f_t mg$, где f_t – коэффициент трения качения, давление p_2 в штоковых полостях – из [6] по аналогии с (5)

$$\dot{p}_2 = \begin{cases} \frac{k}{L-x} \left(\frac{-G_2 RT}{S} + p_2 \dot{x} \right), & x \leq x_{s1}, \\ 0, & x > x_{s1} \end{cases}, \quad (13)$$

где L – ход поршня; G_2 – массовый расход воздуха, уходящего из штоковой полости каждого цилиндра в атмосферу

$$G_2 = \begin{cases} \mu f_c p_2 \sqrt{0,469/RT}, & p_a / p_2 < 0,528, \\ \mu f_c p_2 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & 0,528 < \frac{p_a}{p_2} < 1, \\ 0, & p_a / p_2 \geq 1 \end{cases} \quad (14)$$

Система уравнений, определяющих математическую модель разгона каретки, является нелинейной. Ее исследование с целью определения давления в ресивере, необходимого для разгона каретки до нужной скорости, проводилось на компьютерной модели, построенной в Simulink. График изменения скорости каретки при разгоне на одном из режимов работы стенда ($m = 2070$ кг, $P_0 = 15,4$ бар), приведен на рис. 2.

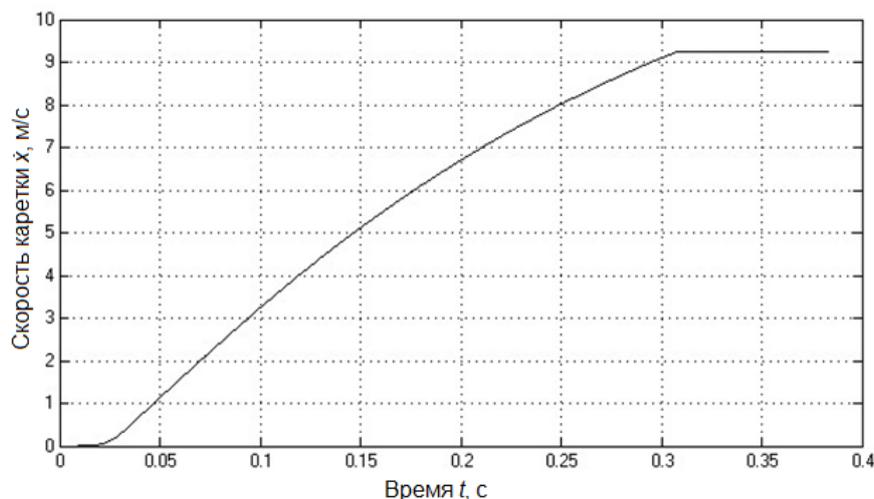


Рис. 2. Скорость каретки при разгоне

Модель работает так, что ее остановка происходит в момент, когда координата x (положения каретки) достигает значения x_{s2} (начального

положения ИБ). При этом фиксируется скорость каретки, соответствующая моменту соударения каретки и ИБ. Изменяя давление P_0 накачки ресивера, можно добиться совпадения фиксируемой скорости в конце хода каретки и значения скорости соударения, соответствующего воспроизведению требуемого импульса. В результате определяется начальная настройка (давление P_0) для каждого режима работы станда.

Удар. Динамика удара описывается уравнениями

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = F_c - F_{t1}, & \begin{cases} x_1(0) = 0, & \dot{x}_1(0) = v; \\ M\ddot{x}_2 = -F_c - F_{t2} - F_{ps}, & \begin{cases} x_2(0) = 0, & \dot{x}_2(0) = 0, \end{cases} \end{cases} \end{cases} \quad (14)$$

где x_1, x_2 – координаты каретки и ИБ; m – масса каретки с объектом испытаний; M – масса ИБ; F_c – сила упругости формователя; F_{t1}, F_{t2} – силы сопротивления движению каретки и ИБ, обусловленные трением в направляющих; F_{ps} – сила упругости пневматической пружины; v – скорость каретки в момент соударения с ИБ.

Сила трения качения F_{t1} для каретки и сила трения качения F_{t2} для ИБ определяются выражениями

$$F_{t1} = f_{t1}mg \cdot \text{sign}(\dot{x}_1), \quad F_{t2} = f_{t2}Mg \cdot \text{sign}(\dot{x}_2), \quad (15)$$

где f_{t1}, f_{t2} – коэффициенты трения качения каретки и инерционного блока по направляющим.

Сила упругости пневматической пружины зависит от давления p_{ps0} воздуха, предварительно поданного в «пневмопружину», и площади S_{ps} поршня каждого из двух ее цилиндров

$$F_{ps} = 2(p_{ps} - p_a)S_{ps}, \quad p_{ps} = p_{ps0} \left(\frac{L_{ps}}{L_{ps} - x_2} \right)^k, \quad (16)$$

где L_{ps} – ход поршня цилиндра пневмопружины; p_{ps0} – начальное давление в цилиндре; p_a – атмосферное давление.

Если перемещение ИБ мало по сравнению с полным ходом поршня, то линеаризация (16) дает

$$F_{ps} \approx F_{ps0} + c_{ps}x_2 = 2p_{ps0}S_{ps} + \frac{2F_{ps0}k}{L_{ps}}x_2, \quad (17)$$

где F_{ps0} характеризует усилие предварительного поджатия пневмопружины; c_{ps} – ее жесткость.

Сила упругости формователя определяется типом, геометрией и материалом формователя. В [16–18] приведены результаты исследования силы упругости формователя из гиперупругого материала, известны также работы, где упоминается об использовании формователей на основе гидравлического демпфера [19, 20].

Далее исследование динамики горизонтального стенда в режиме удара ведется в предположении, что формирователь обеспечивает линейную зависимость силы упругости от его деформации

$$F_c = \begin{cases} -c(x_1 - x_2), & x_1 \geq x_2, \\ 0, & x_1 < x_2, \end{cases} \quad (17)$$

Формулы (14) ... (17) полностью определяют математическую модель для исследования динамических характеристик горизонтального стенда в режиме удара. Это модель нелинейна, и ее исследование проводилось в Simulink. На рис. 3 приведен график, характеризующий режим удара при воспроизведении ударного импульса ускорения с параметрами $A = 560 \text{ м/с}^2$, $\tau = 40 \text{ мс}$, $m = 2070 \text{ кг}$.

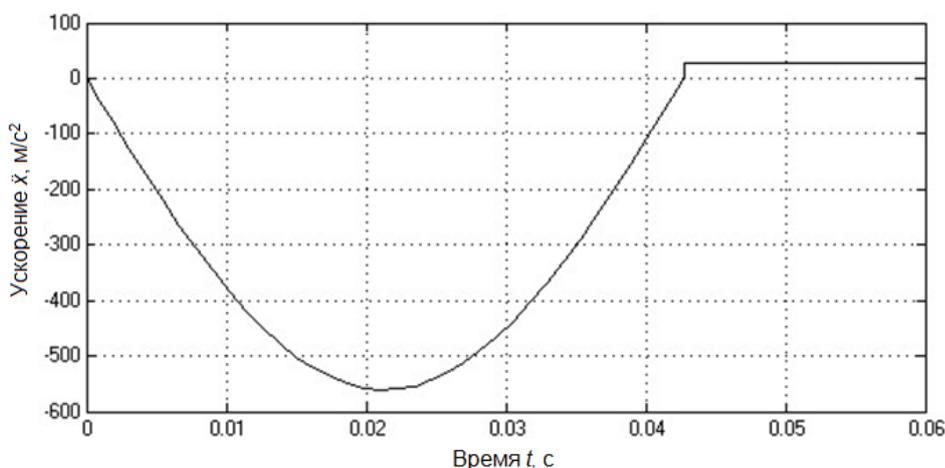


Рис. 3. Ударный импульс ускорения

Отскок. После завершения удара и формирования импульса ускорения необходимо остановить каретку и ИБ на отскоке. Остановка каретки производится с помощью тормозов, которые включаются после изменения знака скорости каретки. Остановка ИБ осуществляется путем сброса воздуха из пневмопружины при ее максимальном сжатии.

Математическая модель стенда в режиме отскока имеет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{t1} + F_{b1}, \\ M\ddot{x}_2 = -F_{t2} - F_{ps}, \end{cases} \quad (18)$$

где F_{b1} — сила сопротивления движению каретки, создаваемая тормозом, которая зависит от усилий прижатия тормозных колодок и их количества

$$F_{b1} = 2n_{b1}f_f N_{b1}, \quad x_1 > x_{t1} \quad \dot{x}_1 < 0, \quad (19)$$

где n_{b1} — число пар тормозных колодок; f_f — коэффициент трения материала колодок, например, феродо; N_{b1} — усилие прижима тормозной колодки каретки; x_{t1} — граница зоны торможения.

Необходимые значения усилий прижима можно получить, увеличивая их значения до тех пор, пока при моделировании координата каретки не попадет в требуемую зону торможения. На рис. 4 приведен в качестве примера график движения каретки при отскоке после воспроизведения импульса с параметрами $A = 560 \text{ м/с}^2$, $\tau = 40 \text{ мс}$, $m = 2070 \text{ кг}$.

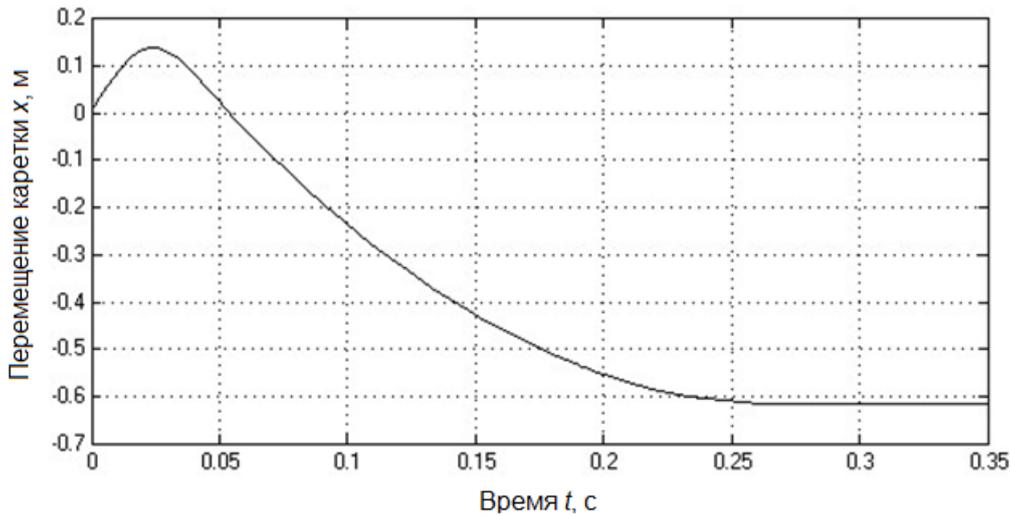


Рис. 4. Перемещение каретки в режиме отскока

Сила F_{ps} при отскоке ИБ имеет вид

$$\begin{aligned}
 F_{ps} &= 2(p_{ps} - p_a)S_{ps}, \\
 \dot{p}_{ps} &= \frac{k}{L_{ps} - x_2} \left(\frac{-G_{ps}RT}{S_{ps}} + p_{ps}\dot{x}_2 \right), \\
 G_{ps} &= \begin{cases} \mu f_c p_{ps} \sqrt{0,469/RT}, & p_a/p_{ps} < 0,528, \\ \mu f_c p_{ps} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\left(\frac{p_a}{p_{ps}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_{ps}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & 0,528 < \frac{p_a}{p_{ps}} < 1, \\ 0, & p_a/p_{ps} \geq 1 \end{cases} \quad (20)
 \end{aligned}$$

За счет использования клапана быстрого выхлопа давление p_{ps} быстро падает до атмосферного, сила F_{ps} уменьшается до нуля и ИБ останавливается.

Результаты

Получены математические модели трех фаз движения (разгона, удара и отскока) каретки горизонтального ударного стенда, обеспечивающих требуемые параметры ударного импульса. Модели являются нелинейными и исследованы численно с помощью Simulink.

Анализ фазы разгона позволил определить для каждого режима испытаний начальное давление сжатого воздуха в ресивере, обеспечивающее требуемую скорость соударения каретки и ИБ.

Моделирование удара подтвердило адекватность упрощенных аналитических оценок жесткости формователя и скорости соударения при воспроизведении ударных импульсов ускорения с требуемыми параметрами: длительностями и пиковыми значениями.

При моделировании отскока проведен расчет тормозов, обеспечивающих остановку каретки после удара в ограниченной зоне торможения.

Обсуждение

Полученные результаты имеют практическую значимость, т. к. подтвердили возможность введения простых аналитических оценок технологических режимов испытаний и упростить настройку горизонтального ударного стенда при испытаниях:

- подтвердили целесообразность использования простых аналитических оценок жесткости формователя и скорости соударения каретки и ИБ;
- определили требуемое значение начального давления в ресивере для каждого режима при получении требуемой скорости соударения;
- определили характеристики тормозов для остановки каретки в заданной зоне.

Дальнейшее развитие работы состоит в сравнительном анализе различных конструктивных схем горизонтальных ударных стендов и оценке эффективности устройств демпфирования удара с точки зрения воздействия на окружающее оборудование.

Заключение

В статье предложена методика исследования работы горизонтального стенда для воспроизведения ударного импульса ускорения путем отдельного анализа разгона, удара и отскока каретки с объектом испытаний. Полученные результаты предполагается использовать при разработке конструкции стенда, выполненного по рассмотренной схеме. Результаты статьи могут быть уточнены после экспериментальных

исследований стенда и их сравнения с результатами компьютерного моделирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Каразин В.И., Хлебосолов И.О., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Андриенко П.А., Терешин В.А., Хисамов А.В. Методы и средства лабораторного воспроизведения ускорения. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023, 168 с.
- [2] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
- [3] Официальный сайт компании «National Highway Traffic Safety Administration»: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.nhtsa.gov>. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [4] Горизонтальные пневматические ударные стенды SY-12. [Электронный ресурс]. URL: <http://donglingtest.ru/3-3-shock-test-machine/162322/> (Дата обращения: 25.04.2023).
- [5] Производители испытательного оборудования. [Электронный ресурс]. URL: <https://testpartner.ru/library/lansmont/> (Дата обращения: 25.04.2023).
- [6] Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
- [7] Н.И. Левитский. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022. – 14(1), pp. 1-19.
- [9] Harris C.M., Piersol A.G. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [10] Официальный сайт компании «Дельтамэк»: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.deltames.ru>. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [11] Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. *Современное машиностроение: Наука и образование*: № 8, 2019. С. 513-526.
- [12] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021, pp. 219-230.
- [13] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. *Advances in Mechanical Engineering, LNME*, pp. 86–96, 2022.
- [14] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasiliev A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*, 14(2), pp. 105-110.

- [15] ServoSled Catapult Sled Systems: [Электронный ресурс]. URL: <https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf>. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [16] Полищук М.Н, Попов А.Н, Пуленец Н.Е. Определение характеристики силы упругости формирователя ударного импульса // В книге: Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018, С. 3–5.
- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. *International Journal of Impact Engineering*. 2018, 120. pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. *Advanced Materials Research*, 2014, 871. PP. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010. pp. 1570-1578.
- [20] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-power impact experimental generation analysis using hydraulic impact simulation tester. *IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference*, 2019. pp. 2098-2102.

A.N. Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

HORIZONTAL IMPACT MACHINE WORK SIMULATION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

One type of mechanical testing used in industrial production is testing on horizontal shock machines. In such machines, test objects are subjected to shock loads perpendicular to the force of gravity. This paper presents a study of the main phases of reproducing a half-sinusoidal acceleration pulse during shock: acceleration of the carriage with the test object, collision of the carriage with the inertial mass (IM), and their free rebound with subsequent deceleration. Compressed air was considered as the energy source required to create the impact.

The developed mathematical models for the motion phases of the carriage and IM are nonlinear and are analyzed numerically. As a result of the simulation, settings for the horizontal shock machine were determined, allowing

for the required peak shock acceleration and pulse duration to be achieved with a given mass of the carriage and test object: the pressure of compressed air in the receiver, the characteristics of the pulse programmer, and the braking force during rebound.

Key words: horizontal shock machine, mathematical model, acceleration, shock, rebound.

REFERENCES

- [1] Karazin V.I., Khlebosolov I.O., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Andrienko P.A., Tereshin V.A., Khisamov A.V. Methods and means of laboratory reproduction of acceleration. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2023, 168 p.
- [2] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
- [3] Website of National Highway Traffic Safety Administration»: [Electronic resource]. URL: <https://www.nhtsa.gov>. (Accessed: 25.04.2023).
- [4] Website of Dongling. [Electronic resource]. URL: <http://donglingtest.ru/3-3-shock-test-machine/162322/> (Accessed: 25.04.2023).
- [5] Website of Test Partner. [Electronic resource]. URL: <https://testpartner.ru/library/lansmont/> (Accessed: 25.04.2023).
- [6] Herz E.V., Kreinin G.V. Calculation of pneumatic actuators. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 272 p.
- [7] Levitsky N.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow: Nauka, 1990, 592 p.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022. – 14(1), pp. 1-19.
- [9] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [10] Website of Deltamec: [Electronic resource]. URL: <https://www.deltamec.ru>. (Accessed: 25.04.2023).
- [11] Popov A. N., Polishchuk M. N., Pulenets N. E. Simulation of an impulse during shock tests//*Modern mechanical engineering. Science and education*. No. 7, 2019 –513-526 p.
- [12] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021, pp. 219-230.
- [13] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. *Advances in Mechanical Engineering, LNME*, pp. 86–96, 2022.
- [14] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasiliev A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*, 14(2), pp. 105-110.

- [15] Website of ServoSled Catapult Sled Systems: [Electronic resource]. URL: <https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf>. (Accessed: 25.04.2023).
- [16] Polishchuk M.N., Popov A.N., Pulenets N.E. Determination of the characteristics of the elastic force of the shock programmer. Conference Week of Science SPbPU, 2018, pp. 3–5.
- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. *International Journal of Impact Engineering*. 2018, 120. pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. *Advanced Materials Research*, 2014, 871. PP. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010. pp. 1570-1578.
- [20] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-power impact experimental generation analysis using hydraulic impact simulation tester. *IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference*, 2019. pp. 2098-2102.