Вестник научно-технического развития Bulletin of Science and Technical Development

Номер 4 (152), апрель 2020 г.

DOI: 10.18411/vntr2020-152

Издается с 2007 года

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати,
телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

ISSN 2070-6847

*Журнал выпускается под научным руководством Федерального государственного
бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН*

ОГЛАВЛЕНИЕ № 4 (152), 2020

Сергей Иванович Герасимов, Владимир Иванович Ерофеев, Александр Петрович Калмыков, Сергей Васильевич Куликов, Алексей Олегович Мальханов, Татьяна Вячеславовна Юферова, Владимир Александрович Тамаров, Алексей Николаевич Жаров, Илья Александрович Новиков. Уточнение модели расчета легкогазовой установки для варианта рельсового электродинамического ускорителя....стр. 3 - 11

Юрий Константинович Леванов, Ольга Борисовна Бердник, Ирина Николаевна Царева, Людмила Александровна Кривина. Газодинамическое антифрикционное покрытие баббита для подшипников скольжения роторов турбины.....стр. 12 – 19

Владимир Львович Литвинов. Задача о продольном ударе груза по стержню с движущейся границей.....стр. 20 – 25

Дмитрий Зиновьевич Ямпольский. Некоторые особенности ударных импульсов машин ударного действия.....стр. 26 – 42

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати,
телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

ISSN 2070-6847

УДК 532.592.2

УТОЧНЕНИЕ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ЛЕГКОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВАРИАНТА РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО УСКОРИТЕЛЯ

© Сергей Иванович Герасимов^{1,2,3}, Владимир Иванович Ерофеев¹,
Александр Петрович Калмыков², Сергей Васильевич Куликов²,
Алексей Олегович Мальханов¹, Татьяна Вячеславовна Юферова²,
Владимир Александрович Тамаров³, Алексей Николаевич Жаров³,
Илья Александрович Новиков³

¹Институт проблем машиностроения РАН – филиал Федерального государственного
бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт
прикладной физики Российской академии наук» (ИПМ РАН), Нижний Новгород, Россия

²Саровский физико-технический институт – филиал Национального исследовательского
ядерного университета «МИФИ», Саров Нижегородской обл., Россия

³Нижегородский государственный технический университет им. Р.А. Алексеева,
Нижний Новгород, Россия

s.i.gerasimov@mail.ru, erof.vi@yandex.ru

Аннотация. Рассматривается легкогазовая установка (ЛГУ), базовая схема которой включает в себя источник электрической энергии, блок рельсовых направляющих с токоподводами, метаемое тело в электродинамическом поддоне и коммутатор, обеспечивающий разряд источника энергии в электрической цепи «токоподводы-рельсы-поддон». Расчетную модель ЛГУ при ускорении поршня предложено дополнить электродинамической ступенью разгона. Показано, что за счет электромагнитной силы поршень успевает сжать легкий газ до высоких давлений и передать через газ часть своей энергии движущемуся элементу, оставаясь в ускорителе. Бездуговой режим контактирования поддона с рельсами реализуется с помощью системы внешнего подмагничивания (индуктора).

Ключевые слова: легкогазовая установка, рельсовый электродинамический ускоритель, математическое моделирование.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (Грант № 20-08-00372-а).

REFINING THE MODEL OF CALCULATION OF THE LIGHT-GAS INSTALLATION FOR THE OPTION OF THE RAIL ELECTRODYNAMIC ACCELERATOR

© S.I. Gerasimov^{1,2,3}, V.I. Erofeev¹, A.P. Kalmikov², S.V. Kulikov², A.O. Malkhanov¹,
T.V. Yuferova², V.A. Tamarov³, A.N. Zharov³, I.A. Novikov³

¹Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Science,
Nizhny Novgorod, Russia

²Sarov Physical-Technical Institute—branch NRSU “MIPHY”, Sarov, Russia

³R.E. Alekseev Nizhny Novgorod Technical University, Nizhny Novgorod, Russia

s.i.gerasimov@mail.ru, erof.vi@yandex.ru

Abstract. A light-gas installation (LSU) is considered, the basic circuit of which includes a source of electric energy, a block of rail guides with current leads, a throwable body in an electrodynamic tray, and a switch that provides a discharge of an energy source in the electric circuit "current leads-rails-pallet". It is proposed to supplement the design model of LSU with acceleration of the piston by the electrodynamic stage of acceleration. It is shown that due to electromagnetic force, the piston manages to compress light gas to high pressures and transfer part of its energy through the gas to the moving element, remaining in the accelerator. The arcless contact mode of the pallet with the rails is implemented using the system of external magnetization (inductor).

Keywords: light gas installation, rail electrodynamic accelerator, mathematical modeling.

Acknowledgements. The work was supported by the RFBR, project no. 20-08-00372-a.

Легкогазовые двухступенчатые установки (пушки) применяются на полигонах и баллистических трассах для решения прикладных задач и проведения фундаментальных научных исследований в области гиперзвуковой аэродинамики, теплообмена при обтекании, поведения материалов и конструкций в условиях интенсивных механических нагрузок. Преимущества легкогазовых установок перед другими средствами разгона заключаются в обеспечении высокоскоростного метания объектов с заданной массой, формой и скоростью, причем эти преимущества особенно проявляются при увеличении скорости и массы метаемых объектов. Для надежной работы ЛГУ в экспериментах необходимо определять параметры заряжания, обеспечивающие достижение необходимой скорости метания при условии не превышения допустимых нагрузок на узлы установки и метаемого объекта (МО). При этом должны учитываться реальные возможности установки по обеспечению тех или иных параметров заряжания, трудоемкость подготовки испытаний, стоимость расходных материалов и т.д. В расчетах используется математическая модель, описывающая течение газопороховой смеси и легкого газа с учетом трения и теплоотдачи. При эксплуатации ЛГУ среди большого количества параметров, характеризующих условия её заряжания, имеется возможность управления величинами трех параметров: массы порохового заряда; массы поршня; начального давления рабочего газа. Рассматривается вариант дополнения математической модели ЛГУ при ускорении поршня электродинамической ступенью разгона. Базовая схема такой ЛГУ включает в себя: источник электрической энергии; блок рельсовых направляющих с токоподводами; метаемое тело в электродинамическом поддоне и коммутатор, обеспечивающий разряд источника энергии в электрической цепи "токоподводы-рельсы-поддон". Бездуговой режим контактирования поддона с рельсами реализуется с помощью системы внешнего подмагничивания (индуктора).

На рис. 1 представлена схема баллистического агрегата ЛГУ [1].

Рис. 1. Схема баллистического агрегата ЛГУ: 1 – зарядная камера; 2 – поршень; 3 – поршневая труба; 4 – форкамера; 5 – мембрана; 6 – метаемый объект; 7 – баллистический ствол; 8 – пороховой заряд; 9 – воспламенитель; 10 – легкий газ (H₂ или He).

Выстрел из ЛГУ осуществляется следующим образом. При подаче электрического импульса на воспламенитель обеспечивается зажигание порохового заряда (ПЗ). Образующиеся при его горении пороховые газы разгоняют поршень. Сжатый и разогретый за счет этого легкий газ, предварительно закачанный в поршневую трубу, по достижении давления форсирования (I/m) раскрывает мембрану, разделяющую форкамеру (ФК) и баллистический ствол (БС), и затем, перетекая в БС, разгоняет метаемый объект.

Режим высокоскоростного метания сопровождается реализацией интенсивных ударно-волновых газодинамических процессов в легком газе (в зоне между поршнем и мембраной, а после ее раскрытия – между поршнем и МО), а также высокого давления в зарядной камере (ЗК). При этом нагрузки на узлы ЛГУ и МО могут достигать предельно допустимых (или даже превышать их). Безаварийный режим работы ЛГУ с реализацией высокоскоростного режима метания требует расчетного определения взаимно согласованных значений исходных параметров выстрела. Это тем более важно, когда требуется достижения режимов, реализующих предельно возможные скорости метания. К исходным параметрам, относятся Параметры МО, ПЗ, поршня, легкого газа, давление форсирования (раскрытия) мембраны, геометрические и прочностные характеристики баллистического агрегата определяют предельный режим выстрела.

Численное определение параметров выстрела осуществляется с применением математической модели выстрела, разработанной в НИИ прикладной математики и механики при Томском госуниверситете [2].

Принимается, что горение всего ПЗ начинается одновременно. В начальный момент газ неподвижен, давление по всему объему ЗК выравнено. Заряд состоит из одинаковых зерен пороха, и пороховые зерна движутся с той же скоростью, что и окружающий их газ. Принят геометрический закон горения пороха параллельными слоями с одинаковой линейной скоростью, направленной по нормали к поверхности горения. Газ считается совершенным. Процессы в ЗК с учетом сделанных допущений описываются следующей системой уравнений [2,3]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial \xi} (S(x)u) &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + S(x) \frac{\partial P}{\partial \xi} &= 0 \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + p \frac{\partial v}{\partial t} &= X(z) \frac{f}{\gamma_n - 1} \frac{\partial \psi}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial t} &= u \\ \frac{\partial z}{\partial t} &= \chi(z) \frac{P}{I_k} \\ \chi(z) &= \begin{cases} 1 & n p u \quad z < 1 \\ 0 & n p u \quad z = 1 \end{cases} \\ \varepsilon &= \frac{P}{\gamma_n} \left[v - \left(\alpha_n - \frac{1}{\rho_n} \right) \psi - \frac{1}{\rho_n} \right] \\ \psi(z) &= \chi(z + \alpha z^2 + \mu z^3) \\ p(v - \alpha_n) &= \frac{R}{\mu_n} T \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь t – время x ; ξ – координаты Эйлера и Лагранжа; U – скорость газа; P – давление; v – удельный объем; T – температура; ε – удельная внутренняя энергия; z – относительная толщина сгоревшего слоя пороха; f – сила пороха; ρ_n – плотность пороха; χ , λ , μ – характеристики формы порохового зерна; $S(x)$ – площадь переменного сечения канала; I_k – полный импульс давления пороховых газов; μ_n – молекулярный вес; α_n – коволюмом; γ_n – отношение удельных теплоемкостей; индекс n относится к параметрам порохового газа.

Система уравнений (1) решается при начальных условиях $U(0, \xi) = 0$; $P(0, \xi) = P_n(0)$; $\varepsilon(0, \xi) = \varepsilon_n(0)$; $v(0, \xi) = v_n(0)$; $z(0, \xi) = z_n(0)$. Связь эйлеровой и лагранжевой координат в начальный момент

определяется зависимостью $\xi = \int_{x(0,0)}^{x(0,\xi)} \frac{S}{v} dx$. Рабочий легкий газ считается идеальным,

удовлетворяющим уравнению состояния с коволюмом. Движение газа по каналу является существенно нестационарным квазиодномерным. Течение рабочего газа по каналу переменного сечения описывается системой уравнений [2-4]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial \xi} (S(x)u) &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + S(x) \frac{\partial P}{\partial \xi} &= 0 \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + p \frac{\partial v}{\partial t} &= 0 \\ \frac{\partial x}{\partial t} &= u \\ \varepsilon &= \frac{P}{\gamma_z} (v - \alpha_z) \\ p(v - \alpha_z) &= \frac{R}{\mu_z} T \end{aligned} \right\} (2)$$

Система (2) решается при начальных условиях $t = 0$; $U(0, \xi) = 0$; $P(0, \xi) = P_z(0)$; $T(0, \xi) = T_z(0)$, $x(0, \xi) = x_z(0)$. Зоны больших градиентов рассматриваются как поверхности разрыва газодинамических величин, на которых выполняются соотношения Гюгонио. Принято, что материал поршня соответствует несжимаемой вязкопластичной жидкости. Сопротивление, возникающее при движении поршня по каналу, разделяется на контактное, связанное с трением на границе поршень-стенка канала, и сопротивление при деформации поршня при его движении в сужающемся канале. Система уравнений, описывающая движение поршня по каналу переменного сечения, записывается в виде [2, 5]:

$$(3) \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x}(US) = 0 \\ \rho_{nu} \frac{\partial U}{\partial t} + \rho_{nu} U \frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{1}{S} S' (\sigma_{xx} - \sigma_{nn}) + \frac{2\pi R \sigma_{n\tau}}{S} \\ \sigma_{xx} - \sigma_{nn} = -3KU \frac{S'}{S} \delta(x) \\ K = \eta_{nu} + \tau_{sn} / 2h \\ h = \frac{\sqrt{3}}{2} \left(U \frac{S'}{S} \right) \\ \delta(x) = \frac{1}{1 + R'^2} \\ \delta_{n\tau} = -\tau_n \text{sign} U \\ S' = \frac{\partial S}{\partial x} \\ R' = \frac{\partial R}{\partial x} \end{array} \right.$$

где σ_{xx} , σ_{nn} – компоненты тензора напряжений; $\sigma_{n\tau}$ – касательное напряжение на границе поршень – стенка канала; ρ_{nu} – плотность материала поршня; η_{nu} – вязкость материала поршня; R – радиус поперечного сечения канала. Система уравнений (3) интегрируется при граничных условиях на левом и правом торцах поршня:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= -P_{n\tau} \quad \text{при } x = x_{nl} \\ \sigma_{xx} &= -P_{лг} \quad \text{при } x = x_{nn} \end{aligned}$$

где x_{nl} , x_{nn} – координаты левого и правого торцов поршня; $P_{n\tau}$, $P_{лг}$ – давление на левый и правый торцы поршня порохового и легкого газов.

Расчет движения МО осуществляется с учетом сил от давления легкого газа (слева) и давления газа, оставшегося в вакуумированном перед выстрелом баллистическом стволе (справа), а также силы трения на границе МО – канал БС:

$$\frac{dU_{MO}}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{при } P_{лг}(x_m) < P_{фм} \\ \frac{S_{бс}}{m_{MO}} P(x_{MO}) - \frac{S_{бМО}}{m_{MO}} \tau_{MO} - \frac{S_{бс}}{m_{MO}} P_{бс}(0) \left\{ \frac{2\gamma_{бс}}{\gamma_{бс}+1} \left[\frac{\gamma_{бс}+1}{4} \left(\frac{U_{MO}}{a} + \sqrt{\left(\frac{U_{MO}}{a} \right)^2 + 4 \left(\frac{2}{\gamma_{бс}+1} \right)^2} \right)^2 - \frac{\gamma_{бс}-1}{\gamma_{бс}+1} \right\} \right. \end{cases}$$

$$\text{при } P_{лг}(t) \geq P_{фм}$$

$$\frac{dx_{MO}}{dt} = U_{MO}$$

Здесь x_m , x_{MO} – координаты мембраны и левого торца МО; $P_{фм}$ – давление форсирования

мембраны; t_{MO} – время, соответствующее моменту раскрытия мембраны и началу движения МО; τ_{MO} – коэффициент трения по контактной границе МО – канал БС; $S_{\delta c}, S_{\delta MO}$ – площадь поперечного сечения БС и боковой поверхности МО, контактирующей с БС; $P_{\delta c}(0)$, a – начальные давление и скорость звука газа в БС; $\gamma_{\delta c}$ – отношение удельных теплоемкостей.

Данная модель удовлетворительно описывает параметры выстрела и используется для оптимизации и идентификации характеристик ЛГУ. В частности, при проведении ударных испытаний в ЛГУ могут разгоняться калиберные ударники, выполненные в виде цилиндров с относительным удлинением $\bar{l} = 1.1 - 1.4$. В качестве материала ударников применяются полиэтилен, асботекстолит, сталь, алюминий и другие материалы. Масса ударников составляет 1–2 кг. В опытах определяется скорость полёта ударника, производится его скоростная киносъёмка и рентгеновская регистрация, в том числе в процессе взаимодействия с преградой (мишенью). Рентгеновские снимки ударников в полете и при взаимодействии с мишенью приведены на рисунках 2, 3. Максимальная скорость разгона ударников массой 1 кг в проведённых экспериментах составила 4,3 км/с, ударников массой 2 кг – 3,9 км/с.

Рис.2. Рентгеновский снимок ударника в полёте (материал – асботекстолит, $m = 1,3$ кг, $U = 4$ км/с).

Рис.3. Рентгеновский снимок ударника при взаимодействии с мишенью (материал – алюминий, $m = 1,8$ кг, $U = 3,7$ км/с).

ЛГУ с электродинамически ускоряемым поршнем схематически представлена на рис.4. Здесь пороховая камера, деформируемый поршень, камера сжатия, заполняемая легким газом (водородом, гелием), метаемый элемент, вакуумированный ствол дополняются основной (11) и управляющей (12) конденсаторными батареями, коммутационными ключами (13), (14), рельсами (15) и индуктором(16).

Рис. 4. Схема ЛГУ с электродинамически ускоряемым поршнем.

Процесс метания в этой схеме ЛГУ происходит следующим образом. За счет сгорания вспомогательного порохового заряда осуществляется начальный (до 100 - 300 м/с) разгон поршня. Под действием силы Лоренца начинается электромагнитный этап ускорения поршня с момента попадания его в бездуговой рельсовый ускоритель. Тогда переключается коммутационный ключ (13), в результате чего происходит электрический разряд в цепи, образованной основной батареей, индуктором, рельсами и электроконтактной частью поршня. Коммутатор (14), замыкая цепь через заданный промежуток времени, подключает управляющую конденсаторную батарею. Поршень, двигаясь вправо, сжимает легкий газ в области (10). При превышении давления на метаемом элементе давления форсирования, МО начинает движение по баллистическому стволу. В рассматриваемой схеме ЛГУ предусматривается составной поршень, его задняя часть должна быть электропроводной и изготавливаться из металла, а передняя часть – из малосжимаемого деформируемого материала, близкого по своим свойствам к полиэтилену, чтобы служить амортизатором при вхождении поршня в сужающийся конический переходник.

Для расчета режима метания установки с электродинамически ускоряемым поршнем по сравнению с моделью для классической ЛГУ требуется учет электротехнических уравнений, описывающих работу рельсового электродинамического ускорителя. Задача усложняется необходимостью оценки электротехнических коэффициентов, учитывающих индуктивность индуктора, рельсов, взаимоиндуктивности на единицу пути при омическом нагреве рельсовых направляющих.

Сила Лоренца F_L , вносящая вклад в разгон, в схеме бездугового рельсового электродинамического ускорителя, видоизменяет систему уравнений движения левой границы поршня в системе (3) как дополнительная составляющая $\Delta P_{\text{доп}}$:

$$\Delta P_{\text{доп}} = F_L \cdot \rho_{\text{лп}} \cdot (X_{\text{пп}} - X_{\text{лп}}) / q, \quad (4)$$

где $\rho_{\text{лп}}$ – плотность на левой границе поршня, q – масса поршня, ΔX – разница между координатами правой и левой границей поршня.

Сила Лоренца изменяется от нуля до прихода поршня к координате токоподвода к рельсам и в моменты до и после переключения коммутационных ключей (порядка 100-200 мкс), соответственно:

$$F_L = I_i^2 \cdot (0,5 \cdot k_1 + k_2) \text{ или } I_e^2 (0,5 \cdot k_1 + k_2 \cdot I_i / I_e),$$

где k_1, k_2 – погонная индуктивность рельсов и взаимоиндукции; I_i, I_e – ток, текущий через индуктор и электродинамический поддон, соответственно.

За счет электромагнитной силы поршень успевает сжать легкий газ до высоких давлений и передать через газ часть своей энергии движущемуся элементу, оставаясь в ускорителе.

Последовательное включение индуктора в электрическую цепь ускорителя обеспечивает бездуговой уровень токовых нагрузок на скользящем контакте, частично компенсируя уменьшение ускоряющей лоренцевой силы за счет усиления магнитного поля в межрельсовом промежутке.

На рис.5 приведены расчетные давления дульного выхлопа для схемы ЛГУ с дополнительным разгоном поршня.

Рис. 5. Давление дульного выхлопа при выстреле из ЛГУ калибра 23 мм со скоростью 7 км/с в атмосферу воздуха ($p_0 = 1 \cdot 10^5$ Па) на различные моменты времени.

Использование данной схемы оценивает увеличение штатного режима метания более, чем на 12%.

Список литературы

1. Златин Н.А., Красильщиков А.П., Мишин Г.И., Попов Н.Н. Баллистические установки и их применение в экспериментальных исследованиях. - М.: Наука, 1974. - 344 с.
2. Жаровцев В.В., Комаровский Л.В., Погорелов Е.И. Математическое моделирование и оптимальное проектирование баллистических установок. - Томск: Изд-во Том.ун-та, 1989. - 256 с.
3. Бетехтин С.А., Веницкий А.М., Горохов М.С., Станюкович К.П., Федотов И.Г. Газодинамические основы внутренней баллистики. - М.: Оборонгиз, 1957. - 386 с.

4. Станюкович К.П. Неустановившиеся движения сплошной среды. - М: Наука, 1971. - 856 с.
5. Хоменко Ю.П., Ищенко А.Н., Касимов В.З. Математическое моделирование внутрибаллистических процессов в ствольных системах. - Новосибирск: Изд-во СО РАН, 1999. - 256 с.

Дата поступления: 4 апреля 2020 г.

УДК 669.14

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ АНТИФРИКЦИОННОЕ ПОКРЫТИЕ БАББИТА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ РОТОРОВ ТУРБИНЫ

© Юрий Константинович Леванов, Ольга Борисовна Бердник,
Ирина Николаевна Царева, Людмила Александровна Кривина

*Институт проблем машиностроения РАН – филиал Федерального государственного
бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт
прикладной физики Российской академии наук» (ИПМ РАН), Нижний Новгород, Россия*
npktribonika.vi@yandex.ru

Аннотация. Нанесение антифрикционного покрытия на основе баббита на рабочую поверхность подшипников является актуальным как при их изготовлении, так и при восстановительном ремонте. Показано, что газодинамический метод нанесения покрытия из порошковой смеси является предпочтительным при продлении ресурса и восстановлении работоспособности подшипников за счет низкой пористости, высокой адгезионной прочности и пониженного коэффициента трения формируемых покрытий.

Ключевые слова: антифрикционное покрытие, газодинамический метод нанесения, баббит, подшипник, ротор, турбина.

GAS-DYNAMICS ANTI-FRICTION COATING OF BABBIT FOR SLIDING BEARING OF TURBINE ROTORS

© Yu.K. Levanov, O.B. Berdnik, I.N. Tsareva, L.A. Krivina

Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Nizhny Novgorod, Russia
npktribonika.vi@yandex.ru

Abstract. The application of an antifriction coating based on babbitt on the working surface of bearings is relevant both in their manufacture and in restoration. The gas-dynamics method of coating from a powder mixture is preferred when extending the life and restoring the bearings due to low porosity, high adhesive strength and reduced friction coefficient of the formed coatings.

Keywords: anti-friction coating, gas-dynamic method of application, babbitt, bearing, rotor, turbine.

Введение. Упорный подшипник при работе паровой турбины воспринимает осевое усилие, испытываемое ротором во время ее работы, а также фиксирует осевое положение вращающегося ротора по отношению к неподвижным деталям. В современных турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Упорные сегменты являются основными деталями упорного подшипника, определяющими надежность и ресурс его работы. Размеры упорных сегментов определяются

средним допустимым давлением (при нагрузках на сегмент 1,5-2 МПа). Несущая способность упорного подшипника зависит не только от удельного давления, но и от формы сегментов, способа их опирания, их общего числа и других факторов. При производстве или ремонте поверхность сегмента покрывают слоем баббита (толщиной ~ 1,5 мм) методами заливки или напыления покрытия. При уменьшении толщины рабочего слоя до 0,8-0,9 мм на сегменты наносят новый слой баббита. В опорных вкладышах баббит выполняет роль антифрикционного материала, необходимого при работе в режиме полусухого трения. Срок службы подшипников, во многом определяется толщиной баббитового слоя на стальном вкладыше. В данной работе в качестве метода нанесения антифрикционного покрытия баббита предложен метод газодинамического высокоскоростного напыления [1] из порошковой смеси.

Объекты исследования и методика эксперимента. Объектами исследования являлись образцы из стали 20Х13 с нанесенным на них газодинамическим методом (на установке «ДИМЕТ-403») покрытием баббита из порошковой смеси марки Б-83-100-40 (Б-83) с элементным составом по ГОСТ 1320-74: олово (Sn) – 83 %, сурьма (Sb) – 11 %, медь (Cu) – 6 %.

Баббит является сплавом на основе олова с температурой плавления 300 – 440 °С. Характерной особенностью баббитовых сплавов является то, что они представляют собой пластичную массу с равномерно вкрапленными твердыми частицами, которые служат опорными точками для шеек валов и при неравномерной нагрузке вдавливаются вглубь мягкой основы. Давление вала на вкладыш в этом случае равномерно распределяется по всей поверхности скольжения, что позволяет подшипнику выдерживать большую нагрузку. Твердость основы баббитов всегда меньше твердости материала шейки вала, поэтому поверхность баббитового подшипника подвергается более интенсивному износу. Износ баббитового покрытия вызывает при работе увеличение радиального зазора в подшипниках и появление при работе двигателя глухих металлических стуков. Чтобы устранить этот дефект, производят нанесение баббита или замену вкладышей.

Нанесение баббита на подшипники (рисунок 1) не является простым делом. Строгое соблюдение всех технологических требований дает возможность получить подшипники более высокого качества. Такое качественное нанесение можно получить на установке газодинамического напыления.

Перед нанесением покрытия проводится предварительная подготовка поверхности образцов, заключающаяся в обработке до однородной шероховатости абразивным материалом (корундом марки К-00-04-16) с помощью сопла СК20. На подготовленные цилиндрические образцы напыляется многослойное покрытие. Скорость подачи порошковых материалов в процессе напыления составляет 0,5–0,6 г/с. Сначала в качестве подслоя наносится медное покрытие (толщиной до 50 мкм) из порошковой смеси марки С-01-01 (при дистанции от среза сопла до поверхности 10 - 20 мм). Затем на его поверхность наносится тонкое (толщиной 20-40 мкм) покрытие из порошковой смеси олова Т2-00-05. Толщина самого рабочего покрытия баббита составляет 1 мм (рисунок 4). После нанесения покрытия образец проходит механическую доводку для сглаживания шероховатости поверхности.

Металлографические исследования микроструктуры покрытия баббита выполняли на поперечном шлифе на оптическом микроскопе «Axio Observer» и электронном микроскопе «VEGA TESCAN II».

Рис. 1. Внешний вид опорно-упорного подшипника с покрытием баббита

Измерения микротвердости проводили на рабочей поверхности и поперечном сечении на микротвердометре ПМТ-3 по ГОСТ 9450-76 при нагрузке на индентор 0,5 Н. Адгезионную прочность покрытия оценивали методом индентирования (при нагрузке 2 Н) границы раздела с основой.

Исследование фрикционных свойств покрытия и основного материала проводили на лабораторной установке трения при сухом скольжении шарового индентора из закаленной стали ШХ15 (с нормальной нагрузкой 1 Н).

Результаты исследования. Порошок баббита марки Б-83 предназначен для нанесения антифрикционных покрытий на детали, в частности, тяжелонагруженные подшипники скольжения. По гранулярному составу порошок имеет большой разброс размера частиц от 5 до 50 мкм (рисунок 2 а). Встречаются отдельные мелкие частицы диаметром ~1 мкм и крупные конгломераты размером до 80 - 100 мкм. Частицы порошковой смеси имеют, преимущественно, вытянутую глобулярную форму, что обусловлено технологическими особенностями его изготовления (рисунок 2 б) [2]. Данная смесь изготовлена по современной технологии порошковой металлургии. Сначала осуществляют совместно или раздельно помол составляющих компонентов до порошка с последующим перемешиванием в необходимом соотношении (по масс.% сплава баббита марки Б-83). Затем проводят плавление полученной смеси в тигле с периодическим перемешиванием, получая сплав с температурой кристаллизации 70 °С и температурой плавления выше 300 °С.

Рис. 2. Гранулярный состав порошковой смеси баббита марки Б-83

По данным рентгеноструктурного анализа (рисунок 3) порошковая смесь имеет фазовый состав: $\text{Sn} + \beta\text{-SbSn} + \text{Cu}$ (~6 %). Основной является фаза Sn с тетрагональным типом кристаллической решетки. Интерметаллидная фаза $\beta\text{-SbSn}$ образуется при термической обработке в процессе изготовления порошковой смеси и соответствует области диаграммы фазовых состояний [3] для 11 %-ого (по массе) содержания сурьмы (рисунок 4).

Рис. 3. Дифрактограммы порошковой смеси баббита и покрытия, полученного из данной порошковой смеси

Рис. 4. Диаграмма фазовых состояний системы «олово-сурьма»

При нанесении из данной порошковой смеси формируется покрытие баббита с таким же фазовым составом (рис.3). Следует отметить, что при динамическом напылении температура частиц в высокоскоростном потоке не превышает 200 °С, что объясняет сохранение фазового состава напыляемого материала. Зарегистрировано изменение интенсивности некоторых рефлексов олова, что может быть связано с пластифицированием частиц при осаждении на подложку и, как следствие, изменением формы зерен в покрытии.

Внешний вид модельного образца с нанесенным покрытием баббита и структура его поперечного сечения представлены на рисунках 5 - 7.

а

б

Рис.5. Внешний вид образца с покрытием баббита (а) и поперечный шлиф (б), x200

Анализ поперечного сечения покрытия показал наличие в нем трех слоев (рис.6). Микроструктура покрытия баббита состоит из твердого раствора (темная основа на рис.6-б), крупных кубических частиц (SbSn) и мелких кристаллов (Cu_6Sn_5 ; Cu_3Sn).

Анализ поперечного сечения образца показал, что покрытие баббита имеет низкую пористость. Наличие открытой и поверхностной пористости в покрытии не выявлено. Среднее значение общей пористости $\Pi \sim 3\%$, в зонах с максимальным скоплением пор – $\Pi \sim 5\%$. Диаметр крупных пор составляет $\sim 27,5$ мкм, мелких – 7 мкм (рис.7).

По результатам измерений микротвердости: твердость покрытия баббита составляет $H_{50}=32$ кг/мм², медного подслоя – $H_{20}=138$ кг/мм², стальной детали $H_{50}=300$ кг/мм². Применение технологического приема в виде нанесения медного подслоя обеспечивает плавный переход твердости от подложки к покрытию, что положительно влияет на распределение напряжений в слоях.

Испытания адгезионной прочности покрытия методом микроиндентирования (при нагрузке 2Н) границ раздела «покрытие – подслоя» и «подслоя – подложка» показали высокую прочность сцепления, также не было обнаружено растрескивания, сколов и отслоений.

Рис. 6. Структура покрытия баббита: 1,2 – подслои, 3 – рабочий слой

Рис. 7. Зоны покрытия баббита с различной пористостью:
а – максимальное скопление пор; б – среднее скопление пор, x200

Фрикционные испытания показали, что коэффициент трения основного материала составляет $f=0,152$; а коэффициент трения баббитового покрытия $f=0,098$. Таким образом, нанесение покрытия баббита на стальную поверхность приводит к снижению коэффициента трения в $\sim 1,5$ раза.

Согласно молекулярно-деформационной модели трения [4] коэффициент трения – сумма молекулярной и деформационной составляющих:

$$f = f_m + f_d. \quad (1)$$

Он складывается из сопротивления, обусловленного деформированием тонкого поверхностного слоя внедрившимися микронеровностями и сопротивления, возникающего вследствие межмолекулярных взаимодействий в достаточно сближенных участках твердых тел. При проведении оценочных расчетов для случая скольжения единичного шарового индентора по плоскости (условиях ненасыщенного пластического контакта) можно воспользоваться формулой [4]:

$$f = \frac{\tau_c}{HB} + \frac{0,31}{R} \sqrt{\frac{N}{HB}} \quad (2)$$

где τ_c – среднее напряжение на срез поверхностного слоя, HB – твердость материала, N – нагрузка на индентор, R – радиус шарового индентора.

Рассчитав в соответствии с (2) деформационную составляющую коэффициента трения f_d и используя экспериментальное значение коэффициента трения f , можно определить молекулярную составляющую f_m , а из нее – среднее напряжение на срез поверхностного слоя.

Проведя расчеты, получаем, что для стальной поверхности напряжение на срез $\tau_c = 45,2$ кг/мм², а для поверхности баббита - $\tau_c = 3,1$ кг/мм². Таким образом, нанесение баббита на стальную деталь способствует облегчению сдвига поверхностного слоя при фрикционном пропахивании, а баббитовое покрытие выполняет роль антифрикционного покрытия.

Выводы. Напыление покрытия газодинамическим методом полностью исключает вероятность возникновения каверн или твердых включений, равномерно распределяя баббит по поверхности подшипника - это позволяет повысить качество баббитового слоя.

Высокая адгезионная прочность, достаточно низкая пористость, пониженный в 1,5 раза коэффициент трения (по сравнению со сталью), облегчение сдвига поверхностного слоя баббитового покрытия при соприкосновении с шейкой вала в процессе работы позволяет повысить надежность работы подшипника и снизить риск аварийного отказа.

Метод газодинамического напыления позволяет получать более качественные покрытия баббита, является экономически выгодным и менее трудоемким по сравнению с известным методом заливки.

Список литературы

1. Архипов В.Е., А.Ф. Лондарский А.Ф., Москвитин Г.В., Пугачев М.С. Газодинамическое напыление. Структура и свойства покрытий. - М.: Изд-во «Красанд», 2017. - 235 с.
2. <https://findpatent.ru/patent/234/2343216.html>
3. Диаграммы состояния двойных металлических систем, Под ред. Лякишева Н.П.. - М.: Машиностроение, 2000.
4. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.

Дата поступления: 13 мая 2020 г.

УДК 534.11

ЗАДАЧА О ПРОДОЛЬНОМ УДАРЕ ГРУЗА ПО СТЕРЖНЮ С ДВИЖУЩЕЙСЯ ГРАНИЦЕЙ

© Владислав Львович Литвинов

Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия

Самарский государственный технический университет, Самара, Россия

vladlitvinov@rambler.ru

Аннотация. С помощью аналитического метода замены переменных в системе функционально–разностных уравнений находится решение задачи о продольных колебаниях стержня переменной длины в случае, когда свободный движущийся конец стержня подвергается удару груза, перемещающегося вдоль оси стержня. Для решения задачи используется представление Даламбера. Как и в случае с неподвижными границами решение представляет собой суперпозицию прямой и обратной волн и имеет различные выражения на разных временных интервалах.

Ключевые слова: стержень переменной длины, удар груза по стержню, волновое уравнение, колебания систем с движущимися границами, законы движения границ.

THE PROBLEM OF LONGITUDINAL IMPACT OF A LOAD ON A ROD WITH MOVING BOUNDARIES

© Vladislav L. Litvinov

Moscow State University, Moscow, Russia

Samara State Technical University, Samara, Russia

vladlitvinov@rambler.ru

Abstract. Using the analytical method of replacing variables in a system of functional-difference equations, an exact solution to the problem of longitudinal vibrations of a rod of variable length is found in the case when the free moving end of the rod is hit by a load moving along the axis of the rod. To solve the problem, the d'Alembert representation is used. As in the case with fixed boundaries, the solution is a superposition of the forward and backward waves and has different expressions at different time intervals.

Keywords: rod of variable length, load hit on the rod, wave equation, oscillations of systems with moving boundaries, laws of movement of boundaries.

1. Введение. Одномерные системы, границы которых движутся, широко распространены в технике (канаты грузоподъемных установок [1, 4, 8, 11–15, 21], гибкие звенья передач [1, 2, 5, 16, 19, 20], стержни твердого топлива [22], бурильные колонны [8] и т.д.). Наличие движущихся границ вызывает значительные затруднения при описании таких систем, поэтому здесь в основном используются приближенные методы решения [1–4, 8, 10, 16, 17,

20–22, 25]. Из аналитических методов наиболее эффективным является метод, предложенный в [5], который заключается в подборе новых переменных, останавливающих границы и оставляющих волновое уравнение инвариантным. В [6] решение ищется в виде суперпозиции двух волн, бегущих навстречу друг другу. Эффективен также метод, используемый в [7], заключающийся в замене геометрической переменной на чисто мнимую переменную, что позволяет свести волновое уравнение к уравнению Лапласа и применить для решения методику теории функций комплексного переменного.

Решения, полученные с помощью перечисленных методов, ограничены граничными условиями первого рода. К недостаткам методов относится также то, что в случае двух движущихся границ начальные условия, заданные при $t = 0$, не могут быть учтены.

Перечисленных недостатков лишен развиваемый в данной статье метод решения таких задач применительно к задаче о продольных колебаниях стержня переменной длины в случае, когда свободный движущийся конец стержня подвергается удару груза, перемещающегося вдоль оси стержня. В данном подходе удачно сочетается методика, используемая в [5, 6, 9, 18, 23, 24].

2. Постановка задачи. Рассмотрим продольные колебания цилиндрического стержня с движущейся границей, один конец которого закреплен, а другой свободен. В начальный момент времени $\tau = 0$ свободный движущийся конец стержня подвергается удару груза массы M , перемещающегося вдоль оси стержня со скоростью V .

Уравнение продольных колебаний однородного стержня имеет вид

$$U_{\tau\tau}(\xi, \tau) - a^2 U_{\xi\xi}(\xi, \tau) = 0. \quad (1)$$

Граничные условия

$$U(0, \tau) = 0; \quad (2)$$

$$m U_{\tau\tau}(\ell(\tau), \tau) = -a^2 U_{\xi}(\ell(\tau), \tau). \quad (3)$$

Начальные условия

$$U(\xi, 0) = 0, \quad 0 \leq \xi \leq \ell(0); \quad (4)$$

$$U_{\tau}(\xi, 0) = \begin{cases} 0, & 0 \leq \xi < \ell(0) \\ -V, & \xi = \ell(0). \end{cases} \quad (5)$$

Здесь $U(\xi, \tau)$ – продольное смещение точки объекта с координатой ξ в момент времени τ ; $m = \frac{M}{\rho S}$; $a = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения продольных волн в стержне; E – длительный модуль упругости материала стержня; ρ – линейная плотность массы; S – площадь поперечного сечения стержня; $\ell(\xi)$ – закон движения границы.

Начальное условие (5) означает, что в момент удара движущегося груза все промежуточные сечения имеют скорость, равную нулю, а скорость конца стержня равна скорости груза.

3. Решение задачи. Для решения задачи используем представление Даламбера. Не уменьшая общности, примем скорость распространения волн равной единице ($a = 1$). Общее решение уравнения (1) имеет вид:

$$U(\xi, \tau) = \varphi(\tau - \xi) + \psi(\tau + \xi), \quad (6)$$

где $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ – произвольные функции, которые необходимо определить из начальных и граничных условий, z – независимая переменная.

Подставляя решение (6) в граничные условия (2) – (3), нетрудно получить следующую задачу:

$$\begin{cases} \varphi(\tau) + \psi(\tau) = 0; \\ m(\varphi''(\tau - \ell(\tau)) + \psi''(\tau + \ell(\tau))) = \varphi'(\tau - \ell(\tau)) - \psi'(\tau + \ell(\tau)). \end{cases} \quad (7)$$

В начальных условиях (4) – (5) переменная ξ принадлежит отрезку $[0, 1]$, т.к. по предположению $\ell(0)=1$. Подставляя решение (6) в начальные условия (4) – (5), получим:

$$\begin{cases} \varphi(-\xi) + \psi(\xi) = 0; & 0 \leq \xi \leq 1; \\ \varphi'(-\xi) + \psi'(\xi) = \begin{cases} 0, & 0 \leq \xi < 1 \\ -V, & \xi = 1. \end{cases} \end{cases} \quad (8)$$

Из первого граничного условия (7) следует $\varphi(z) = -\psi(z)$. Тогда решение (6) имеет вид

$$U(\xi, \tau) = \varphi(\tau - \xi) - \varphi(\tau + \xi). \quad (9)$$

В отличие от метода А.И. Весницкого [5, 6], где в дифференциальном уравнении вводятся новые переменные, останавливающие границы и оставляющие уравнение инвариантным, для упрощения задачи введем в систему (7) новые функции

$$\varphi(z) = r(g(z)); \psi(z) = R(G(z)). \quad (10)$$

Тогда решение (9) и система уравнений (7) примут вид

$$U(\xi, \tau) = r(g(\tau - \xi)) - r(g(\tau + \xi)); \quad (11)$$

$$\begin{cases} r(g(\tau)) + R(G(\tau)) = 0; \\ m(r''(g(\tau - \ell(\tau))) + R''(G(\tau + \ell(\tau)))) = r'(g(\tau - \ell(\tau))) - R'(G(\tau + \ell(\tau))). \end{cases} \quad (12)$$

Введем обозначения в первом уравнении системы (12):

$$g(\tau) = z; \quad G(\tau) = z$$

и во втором уравнении этой же системы

$$g(\tau - \ell(\tau)) = z; \quad G(\tau + \ell(\tau)) = z - 1.$$

Если функции $g(z)$ и $G(z)$ удовлетворяют системе функциональных уравнений

$$\begin{cases} g(\tau) = G(\tau); \\ g(\tau - \ell(\tau)) = G(\tau + \ell(\tau)) + 1, \end{cases} \quad (13)$$

то система (12) примет вид

$$\begin{cases} r(z) + R(z) = 0; \\ m(r''(z) + R''(z - 1)) = r'(z) - R'(z - 1). \end{cases} \quad (14)$$

Из первого уравнения системы (14) получим:

$$R(z) = -r(z). \quad (15)$$

Преобразуем начальные условия (8)

$$\begin{aligned} r(-z) - r(z) &= 0; \quad 0 \leq z \leq 1; \\ r'(-z) - r'(z) &= \begin{cases} 0, & 0 \leq z < 1 \\ -V, & z = 1. \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

Из второго уравнения системы (16) следует, что

$$r'(z) = 0; \quad -1 < z < 1.$$

Таким образом, в этом же интервале $r(z)$ – постоянная. Примем

$$r(z) = 0, \quad -1 < z < 1. \quad (17)$$

Определим функцию $r(z)$ вне интервала $-1 < z < 1$. После подстановки (15) во второе уравнение системы (14) будем иметь:

$$r''(z) - \frac{1}{m} r'(z) = r''(z-1) + \frac{1}{m} r'(z-1). \quad (18)$$

Уравнение (18) дает возможность продолжить функцию $r(z)$ за пределы интервала $(-1; 1)$.

Из уравнения (18) сначала определим $r'(z)$ вне интервала $(-1; 1)$.

При $1 < z < 2$ согласно условию (17) правая часть уравнения (18) равна нулю, следовательно

$$r''(z) - \frac{1}{m} r'(z) = 0,$$

откуда

$$r'(z) = C e^{\frac{z}{m}}, \quad (19)$$

где C – произвольная постоянная, которую необходимо найти из начальных условий.

Второе начальное условие (16) при $z = 1$ имеет вид:

$$r'(-1+0) - r'(1+0) = -V$$

или, в силу (17),

$$r'(1+0) = V. \quad (20)$$

Используя начальное условие (20) получим следующее выражение для $r'(z)$:

$$r'(z) = V e^{\frac{z-1}{m}}, \quad 1 < z < 2. \quad (21)$$

Функция $r'(z)$ терпит разрыв в точке $z = 1$.

Поступая далее таким же образом, можно найти $r'(z)$ на интервалах $(2; 3)$, $(4; 5)$, $(6; 7)$...

Функция $r(z)$ определяется интегрированием выражения $r'(z)$. Постоянная интегрирования определяется из условия непрерывности функции $U(\xi, \tau)$ в точке $\xi = 1$. Это условие, если положить τ последовательно равным $0; 1; 2; \dots$, из решения (11) определяет уравнения:

$$\begin{aligned} 0 &= r(-1+0) - r(1+0), \\ r(0-0) - r(2-0) &= r(0+0) - r(2+0), \\ r(1-0) - r(3-0) &= r(1+0) - r(3+0) \end{aligned}$$

Из (17) имеем

$$\begin{aligned} r(0-0) &= r(0+0) = 0; \\ r(1+0) &= r(-1+0) = 0, \end{aligned}$$

следовательно

$$\begin{aligned} r(2-0) &= r(2+0); \\ r(3-0) &= r(3+0) \text{ и т.д.} \end{aligned}$$

Таким образом, выражение для $r(z)$ имеет вид

$$r(z) = mV \left(e^{\frac{z-1}{m}} - 1 \right), \quad 1 < z < 2. \quad (22)$$

Из (11), (17) и (22) следует, что при $0 < \tau < 1$ решение имеет вид

$$U(\xi, \tau) = -r(g(\tau + \xi)),$$

т.е. по стержню распространяется только обратная волна, идущая от конца $\xi = \ell(\tau)$, подвергнувшегося удару. При $\tau = 1$ она достигает закрепленного конца и при $1 < \tau < 2$ к ней прибавится отраженная волна $r(g(\tau - \xi))$ и решение будет иметь вид (11). Таким образом, $U(\xi, \tau)$ имеет различные выражения на интервалах $0 < \tau < 1$; $1 < \tau < 2$; $2 < \tau < 3$;...

4. Заключение. С помощью аналитического метода замены переменных в системе функционально-разностных уравнений на временном интервале $0 < \tau < 1$ построено точное решение задачи о продольных колебаниях стержня переменной длины в случае, когда свободный движущийся конец стержня подвергается удару груза, перемещающегося вдоль оси стержня. Используя данную методику можно получить решения задачи о колебаниях стержня на различных временных интервалах. Рассмотренная модель может быть использована, например, для анализа колебаний стержня твердого топлива, сгорающего с одного конца [22], а также для анализа колебаний бурового инструмента установок ударно-канатного бурения [8].

Список литературы

1. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – Киев: Наук.думка, 1962. – 332 стр.
2. Самарин Ю.П. Об одной нелинейной задаче для волнового уравнения в одномерном пространстве // Прикладная математика и механика. – 1964. – Т. 26, В. 3. – С. 77–80.
3. Анисимов В.Н., Литвинов В.Л. Исследование резонансных свойств механических объектов с движущимися границами при помощи метода Канторовича-Галеркина // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. «Физико-математические науки». – 2009. – 1 (18). – 149-158.
4. Горошко О.А., Савин Г.Н. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины – Киев: Наук.думка, 1971. – 270 стр.
5. Весницкий А.И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками. – М.: Физматлит, 2001. – 320 стр.
6. Весницкий А.И. Обратная задача для одномерного резонатора изменяющего во времени свои размеры // Изв. вузов. Радиофизика. – 1971. – (10). – С. 1538-1542.
7. Барсуков К.А., Григорян Г.А. К теории волновода с подвижными границами // Изв.вузов. – Радиофизика. – 1976. – (2). – С. 280-285.

8. Литвинов В.Л., Анисимов В.Н. Математическое моделирование и исследование колебаний одномерных механических систем с движущимися границами: монография / В. Л. Литвинов, В. Н. Анисимов - Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2017. - 149 с.
9. Анисимов В.Н., Литвинов В.Л., Корпен И.В. Об одном методе получения аналитического решения волнового уравнения, описывающего колебания систем с движущимися границами // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. «Физико-математические науки». – 2012. - 3 (28). – С. 145-151.
10. Лежнева А.А. Изгибные колебания балки переменной длины // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1970. – №1. – С. 159-161.
11. Колосов Л.В., Жигула Т.И. Продольно-поперечные колебания струны каната подъемной установки // Изв. Вузов. Горный журнал. - 1981. - № 3. - С. 83-86.
12. Zhu W.D., Chen Y. Theoretical and experimental investigation of elevator cable dynamics and control // J. Vibr. Acoust. - 2006. - № 1. - P. 66-78.
13. Shi Y., Wu L., Wang Y. Нелинейный анализ собственных частот тросовой системы // J. Vibr. Eng. - 2006. - № 2. - P.173-178.
14. Wang L., Zhao Y. Multiple internal resonances and non-planar dynamics of shallow suspended cables to the harmonic excitations // J. Sound Vib. - 2009. - № 1-2. - P. 1-14.
15. Zhao Y., Wang L. On the symmetric modal interaction of the suspended cable: three-to one internal resonance // J. Sound Vib. - 2006. - № 4-5. - P.1073-1093.
16. Литвинов В.Л., Анисимов В.Н. Поперечные колебания каната, движущегося в продольном направлении // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2017. - Т. 19, № 4. – С.161–165.
17. Литвинов В.Л. Исследование свободных колебаний механических объектов с движущимися границами при помощи асимптотического метода // Журн. Средневолжского математического общества. - 2014. - Т. 16, № 1. - С.83-88.
18. Литвинов В.Л. Решение краевых задач с движущимися границами при помощи метода замены переменных в функциональном уравнении // Журнал Средневолжского математического общества. – 2013. - Т. 15, № 3. – С. 112–119.
19. Ерофеев В.И., Колесов Д.А., Лисенкова Е.Е. Исследование волновых процессов в одномерной системе, лежащей на упруго–инерционном основании, с движущейся нагрузкой // Вестник научно–технического развития. – 2013. - № 6 (70). – С. 18–29.
20. Литвинов В.Л. Поперечные колебания вязкоупругого каната, лежащего на упругом основании, с учетом влияния сил сопротивления среды // Вестник научно–технического развития. – 2015. - № 4 (92). — С. 29–33.
21. Литвинов В.Л. Продольные колебания каната переменной длины с грузом на конце // Вестник научно–технического развития. – 2016. - № 1 (101). — С. 19–24.
22. Литвинов В.Л. Точное и приближенное решения задачи о колебаниях стержня переменной длины // Вестник научно–технического развития. – 2017. - № 9 (121). — С. 46–57.
23. Анисимов В. Н., Литвинов В.Л. Аналитический метод решения волнового уравнения с широким классом условий на движущихся границах // Вестник научно–технического развития. – 2016. - № 2 (102). — С. 28–35.
24. Кошляков Н.С. Глинер Э.Б. Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. - М.: Высшая школа, 1970.
25. Литвинов В.Л., Анисимов В.Н. Применение метода Канторовича – Галеркина для решения краевых задач с условиями на движущихся границах // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2018. №2. С. 70-77.

Дата поступления: 3 апреля 2020 г.

УДК 531.66:622-1/-9

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

© Дмитрий Зиновьевич Ямпольский

Общество с ограниченной ответственностью «УДАРМАШ», Москва, Россия

udarmash@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрено возникновение собственных колебаний ударника при продольном соударении упругих стержней. Дан анализ влияния этих колебаний на ударные деформации, регистрируемые в рабочем инструменте машины ударного действия. Установлено, что собственные колебания ударника могут увеличивать напряжения в инструменте на 10 %. Показано, что в установившемся режиме работы машины средний ударный импульс напряжения совпадает с ударным импульсом от невозмущенного ударника. Рассмотрены законы сохранения количества движения и энергии при ударе с учетом собственных колебаний ударника.

Ключевые слова: продольный удар, стержневые системы, ударные деформации, собственные колебания ударника, машины ударного действия, законы сохранения энергии и количества движения при ударе.

SOME FEATURES OF SHOCK PULSES OF IMPACT MACHINES

© D.Z. Yampolsky

The limited liability company «UDARMASH», Moscow, Russia

udarmash@mail.ru

Abstract. The article deals with the occurrence of natural vibrations of the striker during the longitudinal collision of elastic rods. The analysis of these vibrations influence on the impact deformations registered in the working tool of the impact machine is given. It was found that the natural vibrations of the striker can increase the mechanical stresses in the tool by 10 %. It is shown that in the steady mode of the machine operation the average shock pulse coincides with the shock pulse from the undisturbed striker. The laws of conservation of energy and the amount of motion at impact are considered, taking into account the natural vibrations of the striker.

Key words: longitudinal shock, rod systems, shock deformations, natural vibrations of the striker, impact machines, laws of conservation of energy and amount of motion at impact.

Памяти Вадима Афанасьевича Кашаева

В 70-е годы XX века в лаборатории удара и вибрации бурильных машин Института горного дела им. А.А. Скочинского (г. Люберцы М.О.) были выполнены фундаментальные исследования ударных процессов в стержневых системах [1-3]. Результаты этих

исследований и по сей день дают пищу для анализа и выявления ранее неизвестных физических закономерностей механического удара.

Рассмотрим стержневую систему, в которой ударник наносит удары по штанге постоянного сечения вдоль ее оси, как показано на рис. 1. В штанге возникает продольная волна деформации сжатия, которую в соответствии со сложившейся традицией будем называть **ударным импульсом деформации** или сокращенно **ударным импульсом**.

Будем полагать штангу достаточно длинной, чтобы ударный импульс полностью укладывался по ее длине, а отраженная от противоположного конца штанги волна (отраженный импульс), в свою очередь, не накладывалась на него.

Для регистрации ударных деформаций на боковой поверхности штанги диаметрально противоположно поместим тензодатчики¹, сигнал с которых будем наблюдать в зависимости от времени².

В момент отскока ударника от штанги ударный импульс в ней полностью сформирован, и далее он в неизменном виде распространяется к противоположному концу штанги со скоростью звука a . Точно такой же ударный импульс наблюдается в произвольном сечении штанги с координатой x в зависимости от времени t , при этом длительность импульса T и его длина L вдоль оси штанги связаны соотношением $L = aT$.

Рис. 1. Формирование ударного импульса

1 – ударник; 2 – волна деформации; 3 – тензодатчик; 4 – измерительная штанга;
 v – скорость ударника до удара; v_0 – скорость отскока ударника; ε – относительная деформация поперечных сечений штанги; l – длина ударника; d – диаметр ударника

Нас будут интересовать физические закономерности регистрируемого процесса.

Согласно волновой теории механического удара [1-4] максимальное значение относительной деформации (или напряжения), возникающей при ударе, т.е. амплитуда ударного импульса, пропорциональна предупредной скорости ударника v . Эта зависимость подтверждается экспериментально: на рис. 2, а показаны ударные импульсы при различных скоростях

¹ На практике обычно применяют два или четыре тензодатчика, чтобы компенсировать изгибные деформации и деформации кручения штанги.

² Тензодатчик регистрирует относительную деформацию участка штанги, расположенного под ним. Длина датчика 10...25 мм, а длина ударного импульса, как правило, более 300 мм, поэтому усреднение сигнала по длине датчика практически не искажает форму и длительность ударного импульса.

соударения ударника со штангой, полученные при одиночных ударах. (Для наглядности был выбран ударник пневматического отбойного молотка, имеющий форму катушки, ударный импульс которого имеет несколько локальных максимумов и минимумов.) Ординаты ударных импульсов пропорциональны скорости ударника, а длительность всех импульсов одинакова и не зависит от скорости соударения. Так и должно быть согласно теоретическим представлениям о механическом ударе.

Посмотрим теперь, что происходит при непрерывной работе пневматического отбойного молотка с таким «катушечным» ударником.

Чтобы увидеть импульсы, следующие друг за другом, молоток был запитан от небольшого ресивера, наполненного сжатым воздухом, так, чтобы от удара к удару давление воздуха уменьшалось, а, следовательно, уменьшалась скорость ударника и амплитуда ударного импульса. Зарегистрированные таким образом импульсы молотка показаны на рис. 2, б.

Характер ударных импульсов на рис. 2, б разительно отличается от импульсов на рис. 2, а. Зависимость амплитуды импульсов от скорости соударения ударника со штангой сохранилась, но форма импульсов искажена.

Рис. 2. Ударные импульсы пневматического отбойного молотка МО-6К
а) при одиночных ударах для различных скоростей ударника v , м/с, снизу вверх:
2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0;
б) при непрерывной работе и снижении давления сжатого воздуха (сверху вниз);
метки времени через 10 мкс

Почему? Чем серия ударов отличается от одиночных ударов? Что привело к искажению формы импульсов?

Ответ на эти вопросы был дан инженером В.А. Кашаевым, который обнаружил и исследовал данное явление.

Известно, что ударный процесс в буровом инструменте (штанге, пике) полностью затухает за период между ударами. Длительность ударного импульса составляет порядка 100 мкс, а период между ударами – 50 мс. За это время импульс успевает многократно «пробежать» по инструменту туда и обратно, деформируя и разрушая обрабатываемый материал, нанося обратные удары по корпусу ударной машины, и тем самым полностью расходуя энергию, переданную ударником инструменту.

Рис. 3. Волновой процесс в буровой штанге

1 – первый (падающий) ударный импульс; 2 – затухание ударного процесса

Иллюстрацией затухания волнового процесса в инструменте служит рис. 3. На нем показаны сигналы с двух тензодатчиков, расположенных на буровой штанге на небольшом расстоянии друг от друга. (Сигналы записаны скоростной киносъемкой.)

А что происходит в ударнике? При разрыве контакта с инструментом ударник тоже остается возбужденным. Волна деформации в нем, оказывается «запертой» между его свободными торцами. Но, в отличие от волнового процесса в инструменте, деформации в ударнике не затухают к моменту следующего удара. Когда ударник снова входит в контакт с инструментом, они накладываются на новый ударный импульс, изменяя его форму.

Таким образом, на рис. 2, б мы наблюдаем «явление наложения предыдущего ударного импульса на последующий через собственные колебания ударника»³.

Ударники современных ударных машин имеют сложную геометрию, например, состоят из цилиндрических частей разных диаметров. Волна деформации в таком ударнике отражается от границ сопряжения частей и к моменту разрыва контакта с инструментом «застраивает» между ними. И чем сложнее геометрия ударника, тем ярче при ударном взаимодействии проявляются его собственные колебания.

Потери энергии ударника (на трение, излучение звука, магнитострикцию) обычно малы. Поэтому за период между ударами собственные (свободные) колебания ударника, как правило, не испытывают значительного затухания.

Собственные колебания в ударнике не возникают, если соударяющиеся детали изготовлены из одинакового материала, имеют равное и постоянное по длине поперечное сечение и абсолютно плоские торцы [3]: в этом случае вся энергия ударника (которую он имел непосредственно перед соударением) полностью без остатка передается штанге⁴.

³ Формулировка В.А. Кашаева.

⁴ Штанга предполагается достаточно длинной (полубесконечной).

Для исследования собственных колебаний ударника рассмотрим известный из литературы пример соударения ударника и штанги, имеющих равное поперечное сечение и изготовленных из одинакового материала [2].

Выберем следующие параметры соударяемых деталей: длина ударника $l = 200$ мм; длина штанги $L = 1000$ мм; диаметр ударника и штанги $d = 34$ мм, плотность $\rho = 7830$ кг/м³, модуль Юнга $E = 210$ ГПа⁵, скорость звука (стержневая) $a = 5179$ м/с, коэффициент Пуассона $\mu = 0,29$.

Радиусы соударяемых торцов штанги и ударника специально выберем плоскими, чтобы иметь вершину ударного импульса максимальной длительности [2, 3]: для штанги радиус 1000 мм, для ударника – 400 мм.

Будем считать, что к моменту начала удара волновой процесс в штанге полностью затух, она свободна от напряжений и неподвижна, а ударник имеет скорость $v = 12,5$ м/с⁶. (Масса ударника $m = 1,422$ кг, кинетическая энергия 111,1 Дж).

Воспользуемся моделью продольного удара, предложенной в работе [5]. (В ней представлена компьютерная программа для численного решения системы линейных волновых уравнений при контактном взаимодействии соударяющихся деталей по теории Герца [3].)

Рассмотрим несколько ударов в такой системе.

Пусть первый удар ударник наносит невозбужденным (все сечения ударника имеют скорость 12,5 м/с и деформации в них отсутствуют).

На рис. 4 показан расчетный ударный импульс и состояние ударника в момент разрыва контакта со штангой. Кривая 1 соответствует напряжению в теле штанги (в зависимости от времени), прямая 2 – максимальному теоретическому уровню напряжений по Сен-Венану [1-3].

Длительность удара составляет 166,65 мкс. Ударник отскакивает от штанги со скоростью $v_0 = 2,27$ м/с, соответственно коэффициент отскока ударника $\lambda = 0,182$.

В правой части рис. 4 представлены графики состояния поперечных сечений ударника: смещения $u(x)$ – эпюра 3, напряжения $G(x)$ – эпюра 4 и скорости $v(x)$ – эпюра 5; (координата x отсчитывается от соударяемого торца).

⁵ Материал деталей – инструментальная закаленная сталь У8А (твердость 55...60 HRC₃).

⁶ Скорости соударения порядка 12...14 м/с типичны для современных отбойных молотков.

Рис. 4. Момент разрыва контакта с ударника со штангой:

1 – ударный импульс в штанге; 2 – максимальный уровень напряжений 253,4 МПа; 3 – смещение сечений ударника; 4 – напряжения в ударнике; 5 – скорость сечений ударника; визиры 6 указывают текущие значения времени t , напряжения G , смещения u и скорости v в сечениях ударника с координатой x

Из графиков следует, что после отскока от штанги в ударнике остались напряжения растяжения, распределенные по его длине в виде импульса треугольной формы с амплитудой 64,9 МПа (25,6 % от максимума ударного импульса). Скорость по поперечным сечениям ударника также распределена неравномерно: левый (соударяемый) торец ударника имеет скорость 3,68 м/с, а правый торец – скорость 1,62 м/с. Наблюдаемая скорость отскока ударника v_0 есть скорость его центра масс:

$$v_0 = \frac{1}{m} \int_0^l v(x) dm = \frac{1}{l} \int_0^l v(x) dx.$$

Рассмотрим изменение состояния ударника во времени после его отскока от штанги.

Рис. 5. Состояние ударника в различные моменты времени t после отскока от штанги:

а) 202,2 мкс; б) 221,4 мкс; в) 240,6 мкс; г) 259,8 мкс: 1 – эпюра напряжений по длине ударника $G(x)$;

2 – эпюра скоростей сечений ударника $v(x)$; φ – условная фаза колебаний; визир 3 указывает величину напряжения и скорости в сечении ударника с координатой x

На рис. 5 представлены эпюры напряжений в ударнике 1 и скорости его сечений 2 в следующие друг за другом моменты времени t (считая от начала процесса соударения). Видно, что в ударнике происходит колебательный процесс: напряжения сжатия сменяются напряжениями растяжения и наоборот, а скорости сечений левой и правой частей ударника синхронно увеличиваются и уменьшаются⁷. Этот процесс и есть собственные колебания ударника, которые представляют собой суперпозицию стоячих волн напряжения (деформации) и связанную с ней суперпозицию стоячих волн скорости в поперечных сечениях ударника [6].

Наблюдая колебания в течение длительного времени, можно установить, что амплитуды напряжения периодически повторяются, но координаты максимумов и минимумов несколько меняются. Мы постарались найти моменты времени с максимальной амплитудой сжимающих (рис. 6, а) и растягивающих (рис. 6, в) напряжений и определить период колебаний ударника. Согласно рис. 6 он равен $2 \cdot (240,4 - 202,2) = 76,4$ мкс. Теоретический период колебаний ударника $\tau = 2l/a = 77,2$ мкс (разница 1,0 %).

Размах колебаний напряжения в ударнике составил: $70,2 + 70,2 = 140,4$ МПа, т.е. 55,4 % от амплитуды ударного импульса 1.

Рассмотрим теперь, как эти колебания влияют на ударный процесс в штанге.

Присвоим колебаниям на рис. 6 условную фазу φ и применим для исследования следующий прием. Для каждой фазы колебаний φ будем возвращать возбужденный ударник снова к штанге, сообщив ему прежнюю поступательную скорость $v = 12,5$ м/с, и организуем новое соударение. Полученные таким образом ударные импульсы сопоставим с импульсом от невозбужденного ударника⁸.

На рис. 7 представлены искомые расчетные ударные импульсы. Как мы видим, возбужденный ударник существенно изменяет как форму ударного импульса, так и его амплитуду. При этом длительность ударного импульса остается практически неизменной.

При невозмущенном ударнике напряжения в ударном импульсе не могут превысить Сен-Венановского уровня [1-3], но при наличии собственных колебаний в ударнике амплитуда напряжений оказывается выше: так у импульса 2 она составляет 260,9 МПа (+3,0 %), у импульса 3 – 262,7 МПа (+3,7 %), а у импульса 4 достигает 279,4 МПа (+10,3 %). У импульса 5 – амплитуда практически совпадает с Сен-Венановским уровнем напряжений.

Разброс амплитуд ударных импульсов в рассматриваемой системе при наличии собственных колебаний ударника достигает 10 % от Сен-Венановского уровня напряжений.

Если после каждого соударения продолжать «возвращать» ударник, то, как показывают расчеты, импульсы, представленные на рис. 7, с незначительными изменениями формы будут повторяться, при этом их амплитуды окажутся в пределах указанного диапазона в 10 %.

На рис. 7 внизу представлен импульс 7, который является средним арифметическим ординат ударных импульсов 2-5. Он практически совпадает с ударным импульсом от невозмущенного ударника, и его амплитуда равна Сен-Венановскому уровню напряжений.

Кроме амплитуды будем также рассматривать интегральные параметры ударных импульсов: количество движения P и энергию импульса W ⁹, которые рассчитываются по формулам:

⁷ Количество движения ударника при этом сохраняется.

⁸ Чтобы осуществить этот прием надо удалить постоянную составляющую из эпюры смещений ударника, а постоянную составляющую эпюры скоростей заменить на предударную скорость.

⁹ Энергия ударного импульса есть сумма его кинетической и потенциальной энергии. В бегущей волне в любой момент времени их величины равны.

$$P = ES \int_0^T \varepsilon(t) dt, \quad W = aES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt,$$

где S – площадь поперечного сечения штанги.

В таблице приведено сравнение параметров ударных импульсов 1-5. Из представленных данных видно, что средние значения скорости отскока и коэффициента отскока ударника, а также среднее значение количества движения импульса совпадает с аналогичными параметрами ударного импульса I от невозмущенного ударника. Среднее значение энергии импульса немного превосходит энергию импульса I (+0,3 %), а среднее значение амплитуды импульсов оказалось выше амплитуды импульса I на 4,1 %¹⁰.

Таблица.

Сравнение параметров ударных импульсов напряжений в штанге

Номер импульса и фаза собственных колебаний ударника	Длительность удара T , мкс	Амплитуда ударного импульса, МПа	Количество движения ударного импульса, Н·с	Энергия ударного импульса, Дж	Скорость отскока ударника, v_0 , м/с	Коэффициент отскока λ
1, ударник невозмущен	166,65	253,4	21,00	106,44	2,27	0,182
2, $\varphi = -\pi/2$	167,93	260,9	20,94	107,01	2,23	0,178
3, $\varphi = 0$	166,65	262,7	21,02	106,50	2,29	0,183
4, $\varphi = \pi/2$	164,63	279,4	21,09	107,12	2,33	0,187
5, $\varphi = \pi$	167,63	252,7	20,97	106,49	2,25	0,180
Средний импульс	166,71	263,9	21,00	106,78	2,27	0,182
Погрешность, %	0,0 %	4,1 %	0,0 %	0,3 %	0,0 %	0,0 %

¹⁰ Этот факт подчеркивает важный практический вывод, что при измерении энергии удара машины ударного действия, например тензометрическим методом по ГОСТ 55162, следует усреднять ударные импульсы, а не их амплитуды.

Рис. 7. Ударный импульс в штанге при различной фазе собственных колебаний ударника φ : 1 – невозмущенный ударник; 2 – $\varphi = -\pi/2$; 3 – $\varphi = 0$; 4 – $\varphi = \pi/2$; 5 – $\varphi = \pi$; 6 – максимальный уровень напряжений по Сен-Венану; 7 – средний импульс (среднее арифметическое импульсов 2-5)

Итак, мы показали, что собственные колебания ударника приводят к изменению формы и амплитуды ударного импульса в соударяемой штанге. Эти изменения носят периодический характер и зависят от фазы колебаний в ударнике. Изложенное также позволяет нам полагать, что усреднение ординат ударных импульсов, соответствующих разным фазам собственных колебаний ударника, дает хорошее приближение к ударному импульсу от невозмущенного ударника, при условии равенства предударных скоростей.

Рассмотрим теперь влияние собственных колебаний ударника на работу реальных машин ударного действия. Для большинства таких машин (отбойных, рубильных, клепальных молотков, бетоноломов, перфораторов и др.) период собственных колебаний ударника τ не превышает 100...150 мкс, а период ударов машины (в установившемся режиме работы) составляет порядка 50 мс. Закон распределения периода ударов нормальный¹¹, а его дисперсия σ имеет порядок 10^{-3} с. Поскольку $\sigma \gg \tau$, фаза собственных колебаний ударника

¹¹ Этот факт подтвержден многократными испытаниями различных ударных машин в стендовых и натуральных условиях.

φ , накладывающихся на ударный импульс, носит случайный характер, и закон ее распределения можно считать равномерным.

Представим себе «идеальную ударную машину», которая всегда наносит удары по инструменту (штанге) с одинаковой скоростью v , и рассмотрим два случая: одиночный (образцовый) удар по штанге и периодические удары с постоянной частотой (установившийся режим работы ударной машины).

В случае образцового удара ударный импульс, т.е. относительная деформация поперечного сечения штанги $\varepsilon(t)$, в каждый момент времени t однозначно определяется скоростью ударника v . При периодических ударах на эту деформацию накладываются собственные колебания ударника, поэтому во втором случае ударный импульс $\varepsilon'(t, n)$ можно представить в виде:

$$\varepsilon'(t, n) = \varepsilon(t) + g(t, n), \quad t \in [0, T], \quad g(0, n) = g(T, n) = 0^{12}, \quad (1)$$

где n – порядковый номер удара; $g(t, n)$ – функция возмущения ударного импульса, вызванная собственными колебаниями ударника.

Как было указано выше, в ударных машинах длительность ударного импульса T , как правило, на несколько порядков меньше периода между ударами, и любая фаза собственных колебаний ударника, приходящаяся на момент удара, равновероятна. При колебательном процессе в стоячей волне среднее по времени значение деформации в каждом сечении ударника равно нулю, значит, и математическое ожидание $M[g(t)]$ функции $g(t, n)$ в любой момент времени t также равно нулю:

$$M[g(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n g(t, n) \right\} = 0. \quad (2)$$

Из соотношения (2) следует, что средний импульс относительной деформации при периодических ударах должен совпадать с ударным импульсом, получаемым при образцовом ударе:

$$M[\varepsilon'(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varepsilon'(t, n) \right\} = M[\varepsilon(t)] + M[g(t)] = \varepsilon(t). \quad (3)$$

Соотношения (2) и (3) имеют экспериментальное подтверждение и используются при измерении энергии удара отбойных молотков методом по амплитуде ударного импульса [7-8]. Как правило, для получения хорошего приближения к импульсу образцового удара достаточно иметь 50...100 импульсов ударной машины.

¹² Торцы ударника до удара свободны, поэтому напряжения на них и деформация отсутствуют.

Рис. 8. Работа пневматического отбойного молотка МО-2Б

а) параметры рабочих циклов; амплитуда и площадь импульсов даны в условных единицах.

б) ударные импульсы: 1 – средний, 2 – текущий

В качестве иллюстрации вышесказанного, на рис. 8 показаны рабочие циклы пневматического отбойного молотка МО-2Б производства ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева». Молоток работал при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа (энергия удара 39 Дж, частота ударов $22,5 \text{ с}^{-1}$). Рабочие циклы молотка представлены в виде синхронизированных по времени графиков давления сжатого воздуха, амплитуды ударного импульса и частоты ударов. Графики получены на современной тензометрической измерительной установке «УИПУ-4М» [8].

При анализе ударных импульсов выбрана область установившейся работы молотка, содержащая 100 последовательных циклов, показанная выделением (см. рис. 8, а). На рис. 8

б представлен средний и один из минимальных по амплитуде текущих импульсов молотка. Справа в условных единицах даны характеристики импульсов: текущие и средние значения амплитуды, количества движения (площади импульса) и энергии импульса (площади квадрата импульса).

При неизменном давлении сжатого воздуха и частоте ударов импульсы различаются: по амплитуде на 3,4 %¹³, по количеству движения – на 1,1 %, по энергии импульса – на 2,1 %. Эти различия вызваны влиянием собственных колебаний ударника.

Вернемся к формуле (1) и найдем математическое ожидание энергии ударного импульса $M[W']$ при установившемся режиме работы ударной машины

$$\begin{aligned} M[W'] &= M \left[aES \int_0^T \varepsilon'^2(t, n) dt \right] = M \left[aES \int_0^T \{\varepsilon(t) + g(t, n)\}^2 dt \right] = \\ &= aES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt + M \left[2aES \int_0^T \varepsilon(t) g(t, n) dt \right] + M \left[aES \int_0^T g^2(t, n) dt \right] > W, \end{aligned} \quad (4)$$

где W – энергия ударного импульса образцового удара.

Математическое ожидание произведения ударного импульса $\varepsilon(t)$ и функции возмущения ударного импульса $g(t, n)$ в силу соотношения (2) равно нулю. Из неравенства (4) следует, что в установившемся режиме работы машины средняя энергия ударных импульсов всегда больше энергии среднего импульса. Этот факт следует учитывать при выполнении измерений энергетических параметров машин ударного действия [8-10].

Рассмотрим теперь законы сохранения количества движения и энергии при продольном ударе с учетом собственных колебаний ударника. (Формулы, приведенные далее, справедливы в предположении, что ударник и штанга выполнены из одинакового материала, штанга имеет постоянное поперечное сечение, и ударный импульс полностью укладывается по ее длине.)

При одиночном ударе невозмущенным ударником закон сохранения количества движения имеет вид:

$$mv = P + \rho \int_0^l v(x, T) F(x) dx, \quad P = ES \int_0^T \varepsilon(t) dt, \quad v_0 = \rho \int_0^l v(x, T) F(x) dx,$$

где m – масса ударника; ρ – плотность ударника; P – импульс силы удара или количество движения, заключенное в ударном импульсе; $\varepsilon(t)$ – относительная деформация, наблюдаемая в некотором сечении штанги (ударный импульс, регистрируемый тензодатчиком); $F(x)$ – площадь поперечного сечения ударника; S – площадь поперечного сечения штанги.

Уравнение сохранения количества движения в установившемся режиме работы ударной машины при соударении с возбужденным ударником запишется так:

¹³ Соответственно, разброс амплитуд ударных импульсов составляет около 7 %.

$$\rho \int_0^l v(x, 0) F(x) dx = P + \rho \int_0^l v(x, T) F(x) dx. \quad (5)$$

Баланс энергии при ударе будем рассматривать в предположении, что энергетические потери на множественные явления, сопровождающие ударный процесс, пренебрежимо малы (не учитываем трение между ударником и корпусом машины, магнитострикцию, теплопроводность, излучение звука и т.п.).

При одиночном ударе баланс энергии определяется соотношением:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, T) F(x) dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, T) F(x) dx + W.$$

В установившемся режиме работы ударной машины закон сохранения энергии для каждого конкретного удара примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, 0) F(x) dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, 0) F(x) dx = \\ = \frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, T) F(x) dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, T) F(x) dx + W, \end{aligned} \quad (6)$$

где W – энергия ударного импульса, соответствующая данному конкретному удару.

Согласно расчетам (см. рис. 4 внизу) потенциальная энергия собственных колебаний ударника не превышает 1 % от энергии удара (энергии ударного импульса) и значительно ниже кинетической энергии отскока ударника. В этом случае вторыми слагаемыми в формуле (6) можно пренебречь. Если также пренебречь неравномерностью распределения скорости по длине ударника, т.е. рассматривать ударник как недеформируемое тело массой m , то из равенств (5) и (6) получим систему уравнений:

$$\begin{cases} mv_y = P - mv_0, \\ \frac{mv_y^2}{2} = \frac{mv_0^2}{2} + W, \end{cases}$$

где v_y – скорость ударника перед ударом (скорость его центра масс).

Решая эту систему уравнений, получаем:

$$\begin{aligned} v_y &= \frac{P}{2m} + \frac{W}{P}, \\ v_0 &= \frac{P}{2m} - \frac{W}{P}. \end{aligned} \quad (7)$$

Соотношение (7) можно рекомендовать для инженерных расчетов. В качестве примера определим скорости удара и отскока ударника для ударного импульса I , показанного на рис. 4 (импульс от невозмущенного ударника).

$$v_y = \frac{21,00}{2 \cdot 1,422} + \frac{106,44}{21,00} = 12,45 \text{ м/с},$$

$$v_o = \frac{21,00}{2 \cdot 1,422} - \frac{106,44}{21,00} = 2,32 \text{ м/с}.$$

Скорость v_y отличается от принятой нами предударной скорости 12,5 м/с на 0,4 %, а скорость отскока ударника – на 2,0 % (см. Таблицу).

Итак, мы рассмотрели возникновение собственных колебаний ударника при его соударении со штангой и показали, что эти колебания оказывают существенное влияние на энергетические параметры машин ударного действия. В этом состояла цель и задача данной статьи: обратить внимание на собственные колебания ударника как на явление, которое следует изучать.

Каков уровень собственных колебаний ударника для серийных ударных машин: отбойных молотков, бетоноломов, перфораторов, – как величина этих колебаний зависит от геометрии ударника и штанги, какова степень затухания колебаний в разных ударных машинах, и самое главное – как эти колебания влияют на производительность машины?

Мы не знаем ответов на эти вопросы...

В работах [8, 9] мы приветствовали переход от измерения кинетической энергии ударника перед ударом к измерению энергии ударного импульса в инструменте ударной машины [10]. Надеемся, что такой переход будет способствовать новым исследованиям и поможет создать эффективные ударные системы с минимальными потерями энергии.

Вопросам исследования машин ударного действия и измерения их энергии удара инженер Вадим Афанасьевич Кашаев посвятил более 50 лет. Он внес значительный вклад в развитие тензометрического метода регистрации ударных деформаций, в теорию вибрации и создание средств виброзащиты ручных ударных машин.

Работая в лаборатории удара и вибрации бурильных машин Института горного дела им. А.А. Скочинского, в 70-е годы В.А. Кашаев создал уникальную измерительную установку «УИПУ» (Установка для Измерения Параметров Удара) и разработал метод измерения энергии удара по амплитуде ударного импульса, регистрируемого в инструменте машины [7-8].

Установка «УИПУ» испытала 4 модификации и прошла государственную метрологическую аттестацию. С 1980 года по 2001 год установка использовалась на Томском электромеханическом заводе им. В.В. Вахрушева (ТЭМЗ) для испытаний серийной продукции. С помощью установки «УИПУ» разработано и поставлено на производство более 20 моделей пневматических отбойных, рубильных и клепальных молотков с годовым объемом серийного производства более 200000 шт.

В 2001 г. под руководством В.А. Кашаева в ООО «УДАРМАШ» создан и внедрен на ТЭМЗ модернизированный компьютерный измерительный комплекс «УИПУ-4М», который по точности и стабильности измерений и на сегодняшний день превосходит мировые аналоги

[8, 10]. Погрешность измерения энергии удара с помощью комплекса «УИПУ-4М» составляет менее 2,0 %.

В.А. Кашаевым разработаны прецизионные помехозащищенные тензорезисторные измерительные преобразователи на базе рабочего инструмента ударных машин, нестабильность которых менее 0,15 %.

В.А. Кашаеву принадлежит честь открытия собственных колебаний ударника, а также открытие и исследование источника вибрации ударных машин «скачкообразное внедрение рабочего инструмента в разрушаемую горную породу» [11], характерного для угля и материалов малой прочности.

В 2014 г. вышел ГОСТ 55162 – 2012 «Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний». В него вошли тензометрический метод измерения энергии удара и новые подходы к установлению вибрационных характеристик машин в зависимости от их силовых и энергетических параметров, разработанные под руководством В.А. Кашаева.

Во многом благодаря работам В.А. Кашаева в Институте горного дела им. А.А. Скочинского удалось выполнить фундаментальные исследования ударных процессов в стержневых системах и на их основе создать мощные пневматические молотки и бетоноломы со сниженной вибрацией и шумом, выпускаемые сегодня отечественной промышленностью (ОАО «ТЭМЗ им. В.В. Вахрушева, ООО «ТоМаш», ООО «Томский завод Кузнецова»).

Память о талантливом ученом и выдающемся инженере Вадиме Афанасьевиче Кашаеве навсегда останется в сердцах «молотошников» – специалистов, занимающихся исследованиями и разработкой ручных машин ударного действия.

Список литературы

1. Е.В. Александров, В.Б. Соколинский. Прикладная теория соударений стержней с торцами произвольной формы. Научный доклад. - М.: Институт горного дела им.А.А.Скочинского, 1964. – 32 с.
2. Ю.В. Флавицкий, К.С. Хомяков. Определение импульсов напряжения при продольном соударении упругих тел. Краткий научный отчет. - М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского, 1964. – 31 с.
3. Е.В. Александров, В.Б. Соколинский. Прикладная теория и расчеты ударных систем. - М.: Наука, 1969 – С. 201.
4. Манжосов В.К. Моделирование продольного удара в стержневых системах неоднородной структуры / В.К. Манжосов, В.В. Слепухин. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 208 с.
5. Ямпольский Д.З. Численное моделирование продольного удара. Сравнение с экспериментом. // Вестник научно-технического развития. - 2019. -№ 9 (145). - С. 30–51. <http://www.vntr.ru/vols/2019-09/vntr2019-145-4.pdf> (дата обращения: 04.09.2019).
6. Ерофеев В.И., Кажанов В.В., Семерикова Н.П. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 208 с.
7. Кашаев В.А. Определение энергетических параметров пневматических молотков тензометрическим методом // Сб. науч. тр. ИГД СО АН СССР. – Новосибирск, 1987. – С. 104-107.
8. Кашаев В.А., Ямпольский Д.З. Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы. // Вестник научно-технического развития. –№ 2 (114). – 2017. – <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=1011> (дата обращения: 6 декабря 2016 года).

9. Ямпольский Д.З., Ванаев В.С. Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара. // Вестник машиностроения. – 2018. - № 7. – С. 47-54.
10. ЕРТА – European Power Tool Association. Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers. – 23 p., 2016 / Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента. Методика измерения единичной энергии удара перфораторов и отбойных молотков. – 23 стр., 2016.
11. Кашаев В.А. Влияние скорости внедрения инструмента на вибрацию отбойных молотков / Анисимов В.Г., Кашаев В.А., Флавицкий Ю.В., Ямпольский Д.З. // Повышение надежности пневмоударных буровых машин: Сб. науч. тр. под ред. А.Д. Костылева / ИГД СО АН СССР. – Новосибирск, 1987. - С 98-104.

Дата поступления: 11 мая 2020 г.