

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ НА ВОЗДЕЙСТВИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ УДАРОВ

Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.
ООО “Уральский инжиниринговый центр”, Челябинск

Ключевые слова: железнодорожный подвижной состав, тяговые электродвигатели, испытания на воздействие ударов, варианты проведения испытаний, расчет кинематических характеристик, сравнение характеристик.

Аннотация. Рассмотрены три варианта проведения испытаний тяговых электродвигателей на воздействие механических ударов на стенде с электрогидравлическим следящим приводом для случая полусинусоидальной формы импульса ударного ускорения: при нулевой скорости движения виброплатформы с объектом испытаний в момент начала воспроизведения удара, при ненулевой начальной скорости движения, обеспечиваемой посредством привода, и при ненулевой начальной скорости, обеспечиваемой в результате «свободного» опускания виброплатформы с объектом испытаний с определенной высоты. Для каждого из вариантов получены выражения, описывающие законы движения виброплатформы с объектом испытаний и позволяющие рассчитать максимальные значения их перемещения и скорости как в процессе выполнения самого удара, так и в предупредный и послепредный периоды. Указывается, что наиболее рациональным с энергетической точки зрения является способ воспроизведения удара, заключающийся в подъеме виброплатформы с объектом испытаний на определенную высоту относительно упругого основания, обладающего необходимым коэффициентом жесткости, с последующим «свободным» опусканием виброплатформы с объектом испытаний на указанное упругое основание. При реализации ударов указанным способом энергия источника питания при выполнении ударов будет тратиться, главным образом, только на совершение работы против сил трения. Приведены выражения для вычисления необходимой высоты подъема виброплатформы с объектом испытаний относительно упругого основания и коэффициента жесткости упругого основания с учетом суммарной массы виброплатформы с объектом испытаний и движущихся вместе с ними частей и требуемых пикового значения и длительности действия ударного ускорения.

COMPARATIVE ANALYSIS OF TRACTION ELECTRIC MOTORS TESTING OPTIONS FOR MECHANICAL SHOCK RESISTANCE

Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M.
LLC “Ural engineering center”, Chelyabinsk

Keywords: railway rolling stock, traction electric motors, impact testing, test options, calculation of kinematic characteristics, comparison of characteristics.

Abstract. Three variants of traction electric motor mechanical shock testing on a rig with an electrohydraulic servo drive are considered for a semi-sinusoidal shock acceleration pulse: at zero velocity of the vibration platform with the test object at the onset of the shock reproduction, at a non-zero initial velocity provided by the drive, and at a non-zero initial velocity provided by the "free" lowering of the vibration platform with the test object from a certain height. For each variant, expressions are derived describing the laws of motion of the vibration platform with the test object, allowing for the calculation of the maximum values of their displacement and velocity both during the shock itself and in the pre- and post-shock periods. It is indicated that the most efficient method of shock reproduction, from an energy standpoint, involves raising the vibration platform with the test object to a specified height relative to an elastic foundation with the required stiffness coefficient, followed by a "free" lowering of the vibration platform with the test object onto the specified elastic foundation. When implementing shocks in this manner, the energy from the power source during the shocks will be expended primarily on performing work against frictional forces. Expressions are provided for calculating the required lifting height of the vibration platform with the test object relative to the elastic foundation and the stiffness coefficient of the elastic foundation, taking into account the total mass of the vibration platform with the test object and the associated moving parts, as well as the required peak value and duration of the shock acceleration.

Введение

Тяговые электродвигатели (ТЭД), используемые на железнодорожном подвижном составе, при проведении их приемочных (квалификационных) испытаний подлежат, в

частности, испытаниям на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам (ВВФ), а именно: к гармоническим вибрациям и к механическим ударам многократного и однократного действия (ГОСТ 2582-2013. Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия). Испытания подобного рода осуществляются с использованием вибрационных и ударных стендов [1-10].

В зависимости от места установки и способа крепления тяговые электродвигатели подразделяют на ТЭД с опорно-осевым и ТЭД с опорно-рамным подвешиванием [11].

При этом наиболее тяжелые условия испытаний на стойкость к ВВФ предусмотрены для ТЭД с опорно-осевым подвешиванием. Так, для этих двигателей при их испытаниях на вибропрочность гармонические вибрации должны осуществляться с амплитудой ускорения до 120 м/с^2 при частоте колебаний из диапазона от 10 до 100 Гц, а при испытаниях на ударную прочность механические удары должны осуществляться в вертикальном направлении с пиковым значением ударного ускорения, составляющим 220 м/с^2 для ударов многократного действия и 280 м/с^2 для ударов однократного действия, при длительности действия ударного ускорения, равной 18 ± 5 мс. Амплитуду виброускорения и ударов следует поддерживать с допуском $\pm 20\%$ (ГОСТ 2582-2013. Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия).

Для обеспечения передачи испытательных воздействий от привода вибростенда к ТЭД в соответствии с заданным направлением вектора ускорения служит соответствующая виброплатформа. Виброплатформа по условиям прочности должна обеспечивать передачу объекту испытаний испытательного воздействия без пластических деформаций и обладать высокой жесткостью.

Испытания ТЭД с опорно-осевой подвешиванием должны проводиться на стендах с креплением, предусмотренным конструкторской документацией. Поэтому указанные электродвигатели устанавливают и закрепляют на виброплатформе стенда в эксплуатационном положении, а именно: на имитаторе оси колесной пары с буксовыми подшипниками со стороны опорно-осевой части и на штатной траверсе с противоположной стороны. Масса такого комплекта является весьма значительной, в связи с чем для обеспечения движения виброплатформы с объектом испытаний с теми ускорениями, которые предусмотрены при проведении вибрационных испытаний ТЭД, требуется создание со стороны привода стенда больших усилий, что предполагает применение объемного насосно-аккумуляторного электрогидравлического привода [5].

Форма импульса ударного ускорения должна быть полусинусоидальной. Частота следования ударов 40-120 в минуту. Интервал времени между приложением ударных воздействий должен быть достаточным для восстановления испытуемого оборудования от резонансных эффектов (ГОСТ 51371-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытание на воздействие ударов. ГОСТ 33787-2019 (ИЕС 61373:2010). Оборудование железнодорожного подвижного состава. Испытания на удар и вибрацию. ГОСТ Р 57210-2016. Вибрация. Руководство по выбору вибростендов. Оборудование для воспроизведения ударов).

Аналитическое исследование

Поскольку предусмотрена полусинусоидальная форма импульса ударного ускорения, то кажется логичным на стенде, обеспечивающем проведение вибрационных испытаний, выполнять удар аналогично тому, как осуществляется вибрация, ограничиваясь одним полупериодом гармонического колебания, начиная с нулевой скорости движения платформы с объектом испытаний из некоторого исходного положения и обеспечивая изменение ускорения a по закону:

$$a = a_{\text{пик}} \sin \omega t ,$$

где $a_{\text{пик}}$ – заданное пиковое значение ударного ускорения; ω – угловая частота гармонических колебаний ускорения ($\omega = \pi/t_{\text{уд}}$); $t_{\text{уд}}$ – длительность действия ударного ускорения; t – время.

При этом текущие перемещение x относительно исходного положения и скорость движения v платформы с объектом испытаний изменяются следующим образом (с учетом оговоренных выше начальных условий):

$$x = \frac{a_{\text{пик}}}{\omega} \left(t - \frac{\sin \omega t}{\omega} \right); \quad v = \frac{a_{\text{пик}}}{\omega} (1 - \cos \omega t).$$

В результате, за время $t_{\text{уд}}$ платформа с объектом испытаний перемещается из своего исходного положения на расстояние $\Delta x_{\text{к.уд}}$, достигнув скорости движения $\Delta v_{\text{уд}}$ (рис. 1):

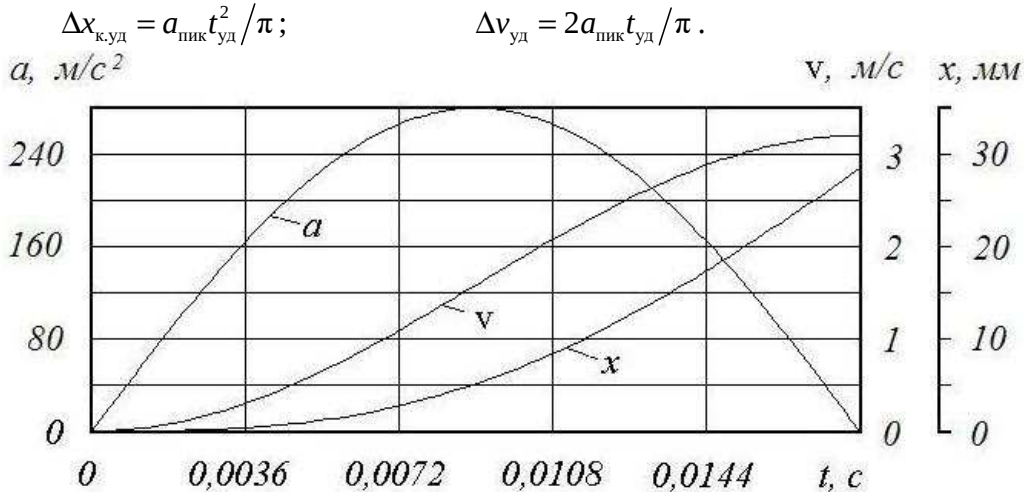


Рис. 1. Графики изменения ускорения a , скорости движения v и перемещения x платформы с объектом испытаний в процессе удара под действием привода при начальной нулевой скорости для случая:

$$a_{\text{пик}} = 280 \text{ м/с}^2, \quad t_{\text{уд}} = 0,018 \text{ с}$$

При возвращении виброплатформы с объектом испытаний в исходное положение ее ускорение (согласно требованиям на проведение испытаний на удар) не должно превышать по абсолютной величине значение $a_{\text{возвр}} = 0,2a_{\text{пик}}$, поэтому в течение промежутка времени

$$t_{\text{п.ск}} = \Delta v_{\text{уд}} / a_{\text{возвр}}$$

скорость движения v виброплатформы с объектом испытаний не изменяет свой знак (в рассматриваемом случае остается положительной)

$$v = \Delta v_{\text{уд}} - a_{\text{возвр}} t,$$

и виброплатформа с объектом испытаний дополнительно перемещается на расстояние $\Delta x_{\text{п.ск}}$, равное

$$\Delta x_{\text{п.ск}} = \int_0^{t_{\text{п.ск}}} (\Delta v_{\text{уд}} - a_{\text{возвр}} t) dt = t_{\text{п.ск}} (\Delta v_{\text{уд}} - a_{\text{возвр}} t_{\text{п.ск}} / 2) = \frac{\Delta v_{\text{уд}}^2}{2a_{\text{возвр}}}.$$

Таким образом, полное перемещение Δx виброплатформы с объектом испытаний из исходного положения при выполнении удара составляет

$$\Delta x_1 = \Delta x_{\text{к.уд}} + \Delta x_{\text{п.ск}} = \frac{a_{\text{пик}} t_{\text{уд}}^2}{\pi} \left(1 + \frac{2a_{\text{пик}}}{\pi a_{\text{возвр}}} \right)$$

и существенно превосходит $\Delta x_{\text{к.уд}}$ (поскольку $a_{\text{возвр}} < a_{\text{пик}}$), что влечет за собой необходимость использования в гидроприводе виброплатформы гидроцилиндров с повышенным ходом, а это при прочих равных условиях отрицательно сказывается на жесткости привода.

В дальнейшем закон движения виброплатформы с объектом испытаний при возвращении их в исходное положение может быть любым (при соблюдении условия: $|a_{\text{возвр}}| \leq 0,2a_{\text{пик}}$). Предпочтительнее заслуживает закон движения, в соответствии с которым в исходное положение виброплатформа с объектом испытаний приходит при снижении скорости ее движения до нуля, то есть плавно (рис. 2):

$$a = \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{\pi}{t_b} \right)^2 \sin \left(\frac{\pi t}{t_b} - \frac{\pi}{2} \right),$$

где t_b – промежуток времени, в течение которого происходит возвращение виброплатформы с объектом испытаний в исходное положение.

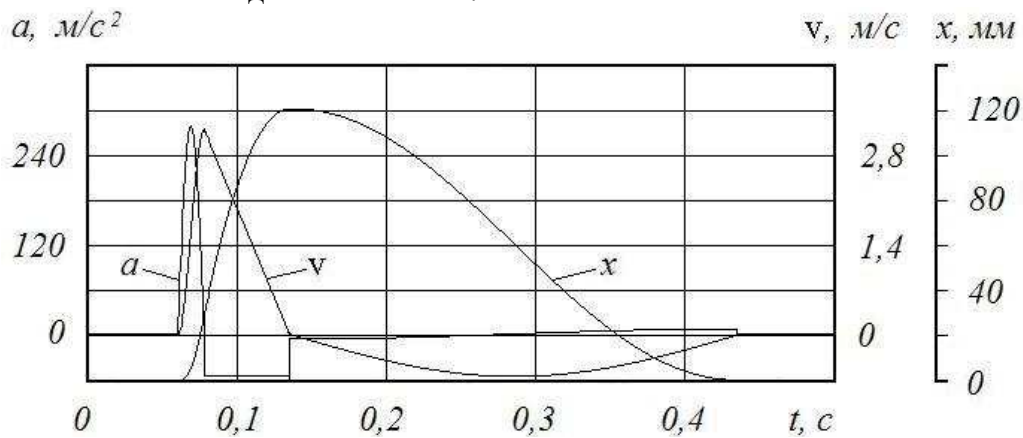


Рис. 2. Графики изменения ускорения a , скорости движения v и перемещения x платформы с объектом испытаний при выполнении удара под действием привода при начальной нулевой скорости для случая: $a_{\text{пик}} = 280 \text{ м/с}^2$, $t_{\text{уд}} = 0,018 \text{ с}$, $a_{\text{возвр}} = 56 \text{ м/с}^2$, $t_b = 0,3 \text{ с}$

Из графиков, представленных на рисунках 1 и 2 видно, что для рассматриваемого случая испытания на удар требуется не только повышенный ход гидроцилиндров привода виброплатформы стенда, но и перемещение виброплатформы с высокой скоростью, а значит и большой расход рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры привода виброплатформы от гидравлического источника питания высокого давления (насосно-аккумуляторной установки) испытательного стенда, что предопределяет повышенные требования к установочной мощности указанного источника питания.

Частично решить указанные проблемы позволяет правильный выбор законов движения виброплатформы с объектом испытаний в периоды до и после собственно удара (ГОСТ Р ИСО 8568-2010. Стенды ударные. Заявление и подтверждение характеристик).

Рассмотрим случай, когда в периоды до и после собственно удара производится перемещение виброплатформы с объектом испытаний с некоторым постоянным ускорением $a_{\text{пост}}$ ($|a_{\text{пост}}| \leq 0,2a_{\text{пик}}$) в направлении, противоположном направлению удара. При этом к моменту начала ударного воздействия достигается скорость движения $v_{\text{н.уд}}$ виброплатформы с объектом испытаний, по абсолютной величине равная половине изменения их скорости движения в процессе удара, то есть

$$v_{\text{н.уд}} = -\Delta v_{\text{уд}} / 2 = -a_{\text{пик}} t_{\text{уд}} / \pi = -a_{\text{пик}} / \omega.$$

Очевидно, что такое равноускоренное движение продолжается в течение промежутка времени

$$t_{\text{разг}} = |v_{\text{н.уд}} / a_{\text{пост}}|,$$

и за это время платформа с объектом испытаний перемещается из их исходного положения на расстояние $\Delta x_{\text{разг}}$, равное

$$\Delta x_{\text{разг}} = v_{\text{н.уд}} t_{\text{разг}} / 2 = \frac{v_{\text{н.уд}}^2}{2a_{\text{пост}}}.$$

Согласно последнему выражению перемещение $\Delta x_{\text{разг}}$ по абсолютной величине тем меньше, чем больше по абсолютной величине ускорение $a_{\text{пост}}$, поэтому целесообразно иметь: $a_{\text{пост}} = -0,2a_{\text{пик}}$.

За время выполнения собственно удара скорость движения платформы с объектом испытаний изменяется на величину $\Delta v_{\text{уд}}$ и к его окончанию приобретает значение $v_{\text{к.уд}}$

$$v_{к.уд} = v_{н.уд} + \Delta v_{уд} = \Delta v_{уд} / 2.$$

Так как удар в данном случае начинается не при нулевой скорости движения платформы с объектом испытаний, то к моменту достижения ударным ускорением своего пикового значения $a_{пик}$ платформа с объектом испытаний дополнительно перемещаются в направлении, противоположном направлению удара, на величину $\Delta x_{уд}$ и затем перемещается на эту же величину в направлении удара, поскольку в процессе удара скорость движения платформы с объектом испытаний меняет направление и в начале и в конце удара имеет одинаковые по абсолютной величине значения:

$$\Delta x_{уд} = \int_0^{t_{уд}/2} \left[v_{н.уд} + \frac{a_{пик}}{\omega} (1 - \cos \omega t) \right] dt = -\frac{a_{пик}}{\omega^2} \int_0^{\pi/2} \cos \omega t d\omega t = -\frac{a_{пик}}{\omega^2} \sin \omega t \Big|_0^{\pi/2} = -\frac{a_{пик}}{\omega^2}.$$

В результате положение виброплатформы с объектом испытаний по завершению удара оказывается таким же, как и до начала удара, и при последующем движении виброплатформы с объектом испытаний с ускорением $a_{пост}$ снижение их скорости движения до нуля происходит за время $t_{торм}$, равное времени $t_{разг}$. При этом виброплатформа с объектом испытаний перемещаются на расстояние $\Delta x_{торм} = -\Delta x_{разг}$ и возвращаются в их исходное положение (рис. 3).

Таким образом, при рассмотренном законе движения виброплатформы в периоды до и после собственно удара значение максимальной скорости ее движения оказывается в два раза меньше по сравнению со случаем, когда удар формируется при нулевой начальной скорости движения виброплатформы, а полное перемещение виброплатформы из ее исходного положения и равное ему перемещение виброплатформы при ее возврате в исходное положение составляют

$$\Delta x_2 = |\Delta x_{разг}| + |\Delta x_{уд}| = a_{пик} (t_{уд} / \pi)^2 \left(\frac{a_{пик}}{2|a_{пост}|} + 1 \right)$$

и при $a_{возвр} = |a_{пост}|$ существенно меньше Δx_1 (см. рис. 2, 3).

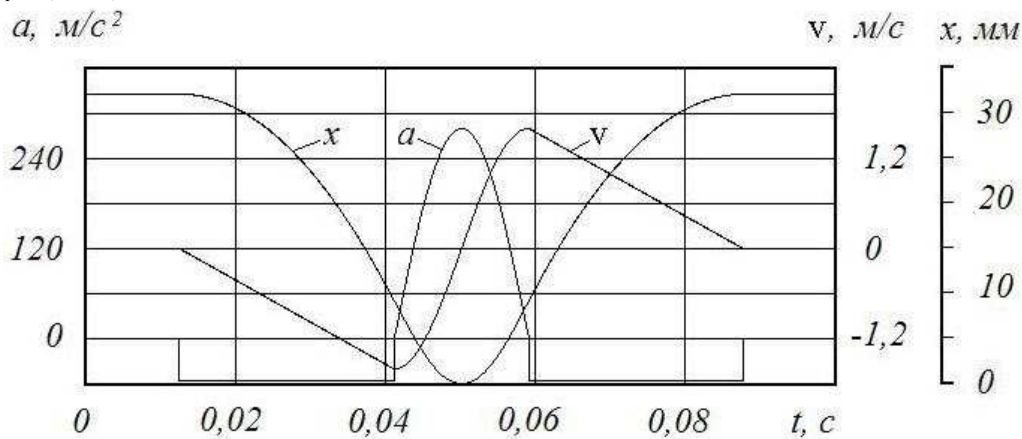


Рис. 3. Графики изменения ускорения a , скорости движения v и перемещения x платформы с объектом испытаний при выполнении удара под действием привода при начальной ненулевой скорости для

случая: $a_{пик} = 280 \text{ м/с}^2$, $t_{уд} = 0,018 \text{ с}$, $a_{пост} = -56 \text{ м/с}^2$

Однако, в данном случае для исполнения удара, как и в рассмотренном ранее случае с нулевой начальной скоростью движения виброплатформы, требуются большие затраты энергии, поскольку движение виброплатформы на всех этапах осуществляется за счет энергии, подводимой к ней от гидравлического источника питания. Вся эта энергия в конечном итоге преобразуется в тепловую энергию.

Разгон виброплатформы с объектом испытаний до скорости $v_{н.уд} = -\Delta v_{уд} / 2$ может быть выполнен под действием их силы тяжести G , если их предварительно поднять на определенную высоту h относительно упругого основания (например, комплекта пружин,

имеющих суммарный коэффициент жесткости c и усилие предварительного поджатия, равное G), для чего (без учета потерь энергии) необходимо выполнить работу: $A = Gh$.

При движении виброплатформы с объектом испытаний с ускорением свободного падения g для разгона их до скорости $v_{н.уд} = -\Delta v_{уд}/2$ требуются высота $h = v_{н.уд}^2/(2g)$ и время $t_{разг} = |v_{н.уд}/g|$.

Дифференциальное уравнение движения виброплатформы с объектом испытаний после вступления виброплатформы в контакт с пружинами (при пренебрежении силами трения) имеет вид:

$$m d^2 z/dt^2 + cz = 0,$$

где m – суммарная масса виброплатформы с объектом испытаний и движущимися вместе с ними частями станда; z – перемещение виброплатформы относительно положения вступления ее в контакт с пружинами.

С учетом начальных условий: $z = 0$ и $dz/dt = v_{н.уд}$ при $t = 0$ – в результате решения дифференциального уравнения получаем:

$$z = (v_{н.уд}/\Omega) \sin \Omega t; \quad v = dz/dt = v_{н.уд} \cos \Omega t; \quad a = d^2 z/dt^2 = -v_{н.уд} \Omega \sin \Omega t,$$

где $\Omega = \sqrt{c/m}$.

Для обеспечения длительности действия ударного ускорения, равной $t_{уд}$, необходимо выполнение равенства: $\Omega = \omega$.

На основании вышеприведенных выражений для Ω и ω получаем следующее выражение для определения требуемого суммарного коэффициента жесткости комплекта пружин c :

$$c = m(\pi/t_{уд})^2.$$

Нетрудно убедиться, что при этом в процессе удара обеспечивается максимальное значение ударного ускорения, равное $a_{пик}$, скорость движения виброплатформы с объектом испытаний по окончании удара приобретает значение $v_{к.уд} = \Delta v_{уд}/2$, а максимальное перемещение виброплатформы с объектом испытаний после вступления виброплатформы в контакт с пружинами по абсолютной величине составляет $\Delta z_{уд} = a_{пик}/\omega^2$. Поскольку при пренебрежении силами трения после удара (после потери контакта виброплатформы с комплектом пружин) при обратном движении виброплатформы вместе с объектом испытаний они обладают такой же кинетической энергией, что и до удара (до контакта виброплатформы с комплектом пружин), то теоретически происходит подъем виброплатформы с объектом испытаний в ее исходное состояние: на высоту h относительно комплекта пружин (рис. 4).

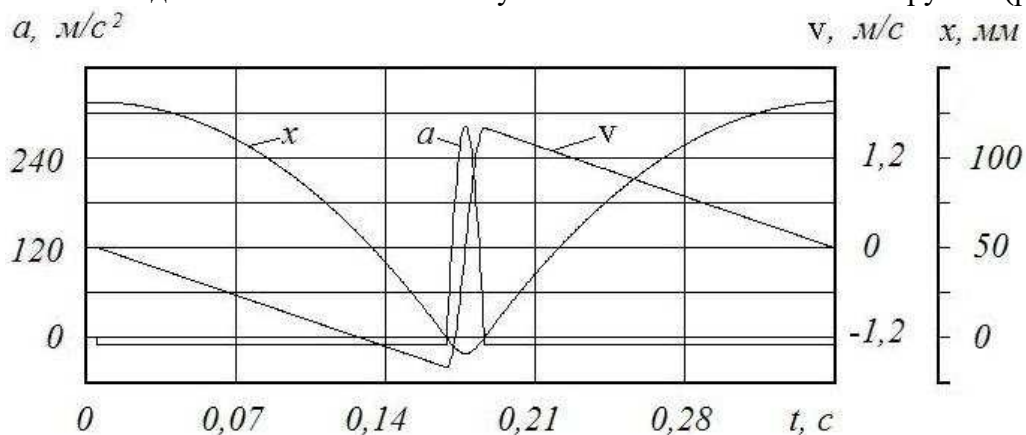


Рис. 4. Графики изменения ускорения a , скорости движения v и перемещения x платформы с объектом испытаний при выполнении удара путем соударения с упругим основанием при начальной ненулевой скорости для случая: $a_{пик} = 280$ м/с², $t_{уд} = 0,018$ с, $g = 9,81$ м/с², $m = 20000$ кг,

$$c = 60,9 \cdot 10^4 \text{ кН/м}$$

Таким образом, при реализации удара рассмотренным способом после первоначального подъема виброплатформы с объектом испытаний на высоту h энергия от источника питания при выполнении ударов будет тратиться только на совершение работы против сил трения.

Заключение

Согласно проведенным аналитическим исследованиям при прочих равных условиях от способа воспроизведения удара существенно зависят значения максимальных перемещения и скорости движения виброплатформы с объектом испытаний как в процессе выполнения самого удара, так и в предударный и послеударный периоды, а также потребная максимальная мощность привода виброплатформы и потери энергии за рабочий цикл, связанный с выполнением удара.

Наиболее рациональным с энергетической точки зрения является способ воспроизведения удара, заключающийся в подъеме виброплатформы с объектом испытаний на определенную высоту относительно упругого основания, обладающего необходимым коэффициентом жесткости, с последующим падением виброплатформы с объектом испытаний на указанное упругое основание. При реализации ударов указанным способом энергия от источника питания при выполнении ударов будет тратиться, главным образом, только на совершение работы против сил трения.

Список литературы

1. Проскурин А.В. Воспроизведение ударных ускорений в лабораторных условиях. – Снежинск: РФЯЦ-ВНИИТФ им. акад. Е.И. Забабахина, 2017. – 188 с.
2. Ефремов А.К., Капустян А.В. Особенности воспроизведения ударных воздействий при механических испытаниях // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012. – №2. – С. 24.
3. Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Особенности моделирования и воспроизведения виброударного воздействия // Теория механизмов и машин. – 2013. – Т. 11, №2. – С. 55-64.
4. Проскурин А.В., Шлишевский А.В. Метод воспроизведения виброударного воздействия в лабораторных условиях // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2024. – №4(151). – С. 96-111.
5. Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Гойдо М.Е., Ларин О.В., Староверов Ю.А. Гидравлический стенд для вибрационных испытаний космических аппаратов // Справочник. Инженерный журнал. – 2025. – №2. – С. 15-22. – DOI: 10.14489/hb.2025.02.pp.015-022.
6. Нерсеров В.В. Испытания на устойчивость к ударным нагрузкам: стенды ETS Solutions // Информатизация и системы управления в промышленности. – 2024. – №1. – С. 18-20.
7. Васильев А.К. Разработка и исследование испытательных стендов многократных ударов: Дисс. ... канд. техн. наук: – СПб.: ФГАОУ «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», 2021. – 132 с.
8. А.с. №855422 СССР. Стенд для прочностных испытаний тяговых электродвигателей локомотива с опорно-осевым подвешиванием / Ю.М. Красницкий, А.П. Кучеренко, А.И. Лысков, Ю.В. Хоперский. – Заявка №2861507 от 26.12.1979; опубл. 15.08.1981, Бюл. №30.
9. А.с. №1227966 СССР. Стенд для прочностных испытаний тяговых электродвигателей с опорно-осевым подвешиванием / Л.Г. Козлов, А.П. Матвеевичев, Е.Н. Мельников, М.Д. Глущенко. – Заявка №3672574 от 15.12.1983; опубл. 30.04.1986, Бюл. №16.
10. Патент №2373507 РФ. Устройство для испытаний на вибропрочность тяговых двигателей подвижного состава / П.Е. Сергиенко. – Заявка №2008108587 от 04.03.2008; опубл. 20.11.2009, Бюл. №32.
11. Пугачев А.А., Воробьев В.И., Измеров О.В., Николаев Е.В. Сравнение тяговых приводов с опорно-осевым и опорно-рамным подвешиванием двигателя // Транспортное машиностроение. – 2024. – №4. – С. 13-25. – doi.org/10.30987/2782-5957-2024-4-13-25.

References

1. Proskurin A.V. Reproduction of Shock Accelerations in Laboratory Conditions. – Snezhinsk: RFNC-VNIITF n.a. akad. E.I. Zababakhin, 2017. – 188 p.
2. Efremov A.K., Kapustyan A.V. Features of Reproducing Shock Effects during Mechanical Testing // Science and Education: scientific publication of the Bauman Moscow State Technical University. 2012, no. 2, p. 24.
3. Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Features of modeling and reproduction of vibration-impact impact // Theory of mechanisms and machines. 2013, vol. 11, no. 2, pp. 55-64.
4. Proskurin A.V., Shlishevsky A.V. Method for reproducing vibration-impact effects in laboratory conditions // Bulletin of Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering. 2024, no. 4(151), pp. 96-111.

5. Bodrov V.V., Bagautdinov R.M., Goydo M.E., Larin O.V., Staroverov Yu.A. Hydraulic Stand for Vibration Testing Spacecraft // Handbook. Engineering Journal. 2025, no. 2, pp. 15-22. DOI: 10.14489/hb.2025.02.pp.015-022.
6. Nerserov V.V. Impact Resistance Testing: ETS Solutions Rig(s) // Informatization and Control Systems in Industry. 2024, no. 1, pp. 18-20.
7. Vasiliev A.K. Development and Research of Multiple Impact Test Rigs: Diss. ... cand. of tech. sc. – SPb.: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2021. – 132 p.
8. A.c. No. 855422 SU. Rig for strength tests of locomotive traction electric motors with axle-back suspension / Yu.M. Krasnitsky, A.P. Kucherenko, A.I. Lysikov, Yu.V. Khopersky. – Appl. No. 2861507 from 26.12.1979; publ. 15.08.1981, Bul. No. 30.
9. A.c. No. 1227966 SU. Rig for strength tests of traction electric motors with axle-back suspension / L.G. Kozlov, A.P. Matveevichev, E.N. Melnikov, M.D. Glushchenko. – Appl. No. 3672574 from 15.12.1983; publ. 30.04.1986, Bul. No. 16.
10. Patent No. 2373507 RU. Device for testing the vibration strength of rolling stock traction motors / P.E. Sergienko. – Appl. No. 2008108587 from 04.03.2008; publ. 20.11.2009, Bul. No. 32.
11. Pugachev A.A., Vorobyov V.I., Izmerov O.V., Nikolaev E.V. Comparison of traction drives with support-axial and support-frame engine suspension // Transport engineering. 2024, no. 4, pp. 13-25. doi.org/10.30987/2782-5957-2024-4-13-25.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Гойдо Максим Ефимович – кандидат технических наук, доцент, главный инженер проектов	Goydo Maksim Efimovich – candidate of technical sciences, associate professor, chief project engineer
Бодров Валерий Владимирович – кандидат технических наук, директор по стратегическому развитию	Bodrov Valeriy Vladimirovich – candidate of technical sciences, director of strategic development
Багаутдинов Рамиль Мерсеитович – генеральный директор goido@cheltec.ru	Bagautdinov Ramil Merseitovich – general director

Получена 12.01.2026