

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.855.034

doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-3-10

## Экспериментальное определение динамических нагрузок в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами

С.В. Палочкин<sup>1</sup>, П.Н. Рудовский<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup> Костромской государственной университет

## Experimental Determination of Dynamic Loading in a Drive Chain with Transverse Vibrations as a String with Fixed Ends

S.V. Palochkin<sup>1</sup>, P.N. Rudovskiy<sup>2</sup><sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University<sup>2</sup> Kostroma State University

Цепные передачи нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Их используют в приводах подъемно-транспортных и сельскохозяйственных машин, в станках и технологическом оборудовании. Однако они имеют такой существенный недостаток, как высокая виброактивность в условиях большой динамической нагруженности. В связи с этим изучение динамических нагрузок, возникающих при колебаниях цепей и влияющих на работоспособность привода машины, является одной из актуальных задач его динамики. Проведены экспериментальные исследования по определению максимальных динамических нагрузок в цепной передаче привода машины при поперечных колебаниях цепи. Рассмотрен самый распространенный случай поперечных колебаний ветви цепи как струны с закрепленными концами. Этот вид колебаний характерен для цепных передач с большими массами звездочек и присоединенных к ним деталей. Приведено описание оригинального экспериментального стенда с автоматизированной системой сбора и обработки опытных данных и методики проведения испытаний. Получены экспериментальные зависимости максимальных динамических нагрузок от средней за цикл колебаний силы натяжения цепи и амплитуды ее поперечных колебаний в центре пролета, отнесенной к его длине. В результате аппроксимации массива экспериментальных данных предложена описывающая их эмпирическая формула, удобная для использования в динамических расчетах привода. Установлено, что максимальная динамическая нагрузка и ее амплитуда увеличиваются с ростом отношения амплитуды поперечных колебаний цепи в середине ее пролета к его длине и силы начального натяжения цепи, а отношение амплитуды динамической нагрузки к силе натяжения цепи уменьшается с повышением последней.

**Ключевые слова:** привод машины, цепная передача, поперечные колебания цепи, сила натяжения, динамическая нагрузка, амплитуда динамической нагрузки

Chain transmissions are widely used in drives of hoisting-and-transport and agricultural machines, as well as in a number of machine tools and technological equipment in various branches of industry. However, a significant disadvantage of these transmissions is the high vibration activity under high dynamic loading. In this regard, the study of dynamic loads that occur during chain vibrations and affect the operability of the machine drive is one of the essential tasks of its dynamics. The article presents experimental studies performed in order to determine the maximum dynamic loads in a chain transmission of a machine drive with transverse vibrations of the chain. The most common case of transverse vibrations of a chain loop is studied as a string with fixed ends. This type of vibration is typical of chain transmissions with large masses of sprockets and parts attached to them. The article presents a description of an original test bench with an automated system for collecting and processing experimental data and a test procedure. The obtained experimental data are presented in the form of tables and graphical dependences of the maximum dynamic loads on the tension force of the chain average per cycle of vibrations and the amplitude of its transverse vibrations in the center of the span, related to its length. As a result of approximation of the experimental data array, an empirical formula is proposed that can be used in dynamic calculations of the drive. It is established that the maximum dynamic load and its amplitude increases with the increase of the ratio of the amplitude of transverse vibrations of the chain in the middle of its span to its length and the initial tension force of the chain. The ratio of the dynamic load amplitude to the tension force of the chain decreases with the increase of the latter.

**Keywords:** machine drive, chain drive, transverse vibrations of the chain, tension force, dynamic load, dynamic load amplitude

Основной тенденцией проектирования новых и совершенствования существующих приводов современных машин различного отраслевого применения является увеличение их мощности и быстроходности при одновременном снижении массы. С ростом мощности и быстроходности повышается динамическая нагруженность узлов и деталей привода, а также влияние колебательных процессов на их работу. При этом возрастает роль такого критерия работоспособности привода, как виброустойчивость.

Чтобы выполнить расчеты по оценке виброустойчивости привода с целью принятия конструктивных мер по ее повышению, необходимо знать не только массовые, жесткостные и диссипативные характеристики его элементов, но и динамические нагрузки, возникающие при различных видах их колебаний.

В приводах подъемно-транспортных и сельскохозяйственных машин, а также станков и технологического оборудования текстильной, полиграфической и других отраслей промышленности, получили распространение цепные передачи с роликowymi и втулочными шарнирными цепями, способные работать в широком диапазоне мощностей и межосевых расстояний [1].

Однако существенным недостатком цепных передач, ограничивающим их применение в условиях повышенных требований к плавности работы и динамической нагруженности, являются высокие виброактивность и шумность, особенно при средних и больших скоростях. Поэтому тема исследования, посвященного определению динамических нагрузок, возникающих при поперечных колебаниях цепей в этих передачах, является актуальной.

Рассмотрим самый распространенный случай поперечных колебаний ветви цепи как струны с закрепленными концами. Этот вид колебаний характерен для передач с большими массами звездочек и присоединенных к ним деталей [2]. Динамические нагрузки, возникающие при других видах колебаний цепей, описаны в трудах [2–10].

Общий подход к определению динамических нагрузок, действующих на ветвь цепи при таких колебаниях, изложен в классической работе [2] и основан на нахождении этих нагрузок по удлинениям цепи под действием статической нагрузки. В результате расчетно-экспериментальных исследований получена приближенная формула для вычисления динамической нагрузки в зависимости от удли-

нения цепи при колебаниях и контактной податливости ее шарниров.

Однако эта формула не учитывает влияние на динамическую нагрузку и ее амплитуду значения средней за цикл колебаний силы натяжения цепи, знание которого необходимо, например, для определения диссипативных характеристик цепи. Решению этой проблемы и посвящена настоящая работа.

Цель работы — определение эмпирической формулы для вычисления максимальных динамических нагрузок, возникающих при поперечных колебаниях стандартной приводной роликовой цепи, в зависимости от силы ее начального натяжения и относительной амплитуды колебаний в середине пролета.

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен испытательный стенд (рис. 1).

На массивном и жестком основании 6 испытательного стенда с помощью резьбовых соединений установлены две вертикальные стойки 1 для крепления концов опытного образца 3 приводной цепи. Левый конец цепи шарнирно закреплен на правом резьбовом конце электронного динамометра 2, предназначенного для измерения силы натяжения цепи [11]. Левая часть динамометра неподвижно соединена с левой стойкой.

Правый конец цепи шарнирно закреплен на левом резьбовом конце передачи винт–гайка 5, с помощью правой гайки которой осуществляется натяжение цепи и меняется ее значение, а посредством левой гайки фиксируется заданное положение винта, проходящего с зазором через правую стойку.

Для возбуждения свободных затухающих поперечных колебаний цепи в середине ее пролета установлен металлический стержень 4,



Рис. 1. Внешний вид испытательного стенда

имеющий полусферическую головку. Силы натяжения цепи при колебаниях измерены с помощью динамометра и анализатора спектра ZET017-T8 7 фирмы ООО «ЭТМС» [12]. Для сбора и обработки экспериментальных данных использован ноутбук 8 с программным обеспечением ZETLab [13].

В качестве опытного образца выбрана широко распространенная стандартная приводная цепь ПР-12,7-1820-1 [14] с общим числом шарниров  $z = 49$ , имеющая следующие параметры (ГОСТ 13568–97):

- шаг цепи  $t = 12,7$  мм;
- диаметр ролика  $d_1 = 8,51$  мм;
- диаметр валика  $d_2 = 4,45$  мм;
- расстояние между внутренними пластинами  $b_1 = 5,4$  мм;
- площадь опорной поверхности шарнира  $A = 40$  мм<sup>2</sup>;
- разрушающая нагрузка  $F_p = 18,2$  кН;
- масса одного метра цепи  $m_1 = 0,65$ , кг/м.

Испытания проведены в диапазоне силы начального натяжения цепи (при отсутствии колебаний)  $F_0 = 250 \dots 1000$  Н для трех значений начальной амплитуды поперечных колебаний цепи в середине ее пролета  $y_0 = 6,1; 12,2$  и  $18,3$  мм, что при длине пролета  $a = t(z-1) = 12,7(49-1) = 610$  мм соответствует значениям относительной амплитуды ее колебаний  $\bar{y}_0 = y_0/a = 0,01; 0,02$  и  $0,03$ .

Для получения указанных начальных амплитуд использован комплект из трех стержней (см. рис. 1), длина каждого из которых определялась суммой расстояния по вертикали от плоскости основания для установки нижнего конца стержня до нижней точки цепи в состоянии покоя и размера соответствующей амплитуды.

В ходе эксперимента посредством удара по нижнему концу стержня возбуждались свободные затухающие поперечные колебания цепи, и проводилась запись изменения во времени значений ее растягивающих динамических нагрузок, рассчитываемых в дальнейшем по выражению  $F = r_F k_F$ , где  $r_F$  — показания динамометра, мВ;  $k_F$  — предварительно определенный коэффициент их тарировки,  $k_F = 397$  Н/мВ.

На базе данных оцифровки виброграмм с помощью электронных таблиц Excel построены графики изменения динамической нагрузки от начального максимального значения  $F_{\max}$  до конечного минимального, соответствующего  $F_0$ .

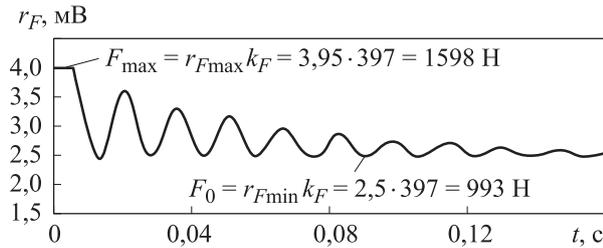


Рис. 2. Пример графика изменения во времени  $t$  динамической нагрузки

Пример одного из таких графиков, приведенный на рис. 2, позволяет определить не только максимальное значение  $F_{\max}$ , но и характер изменения динамической нагрузки, знание которого представляет интерес при изучении диссипативных свойств цепи.

Испытания опытного образца проведены с пятикратной повторностью для каждой из установленных комбинаций значений силы начального натяжения цепи  $F_0$  и ее относительной амплитуды колебаний  $\bar{y}_0$ .

Таблица 1

**Средние значения максимальной динамической нагрузки**

$\bar{y}_0$	$F_{\max}$ , Н			
0	250*	500*	750*	1000*
0,01	346	607	871	1138
0,02	712	990	1279	1572
0,03	1321	1632	1957	2304
* $F_{\max} = F_0$ .				

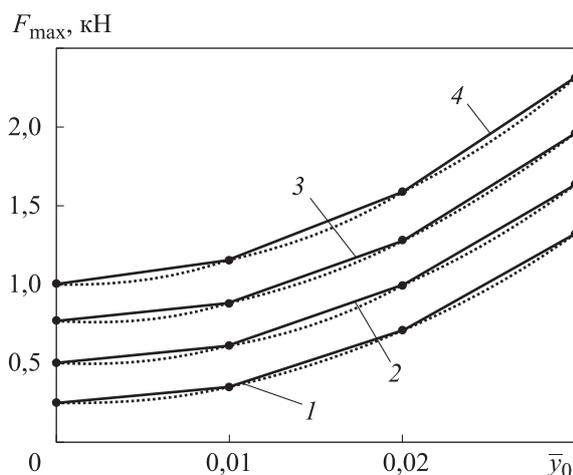


Рис. 3. Зависимости максимальной динамической нагрузки  $F_{\max}$  от относительной амплитуды колебаний цепи  $\bar{y}_0$  при силе ее начального натяжения  $F_0 = 250$  (1), 500 (2), 750 (3) и 1000 Н (4)

В результате статистической обработки виброграмм, полученных при испытаниях, определены средние значения максимальной динамической нагрузки  $F_{\max}$  (табл. 1), на базе которых построены графические зависимости  $F_{\max} = F_{\max}(\bar{y}_0, F_0)$ , приведенные на рис. 3 и 4.

Точки на графиках, показанных на рис. 3 и 4, соответствуют средним значениям  $F_{\max}$ , доверительные интервалы которых на каждом этапе испытаний были рассчитаны при уровне значимости  $q=0,05$  и критерии Стьюдента, равном 2,776, и не превысили  $\pm 20$  Н.

Анализ экспериментальных данных показывает, что максимальная динамическая нагрузка  $F_{\max}$  при поперечных колебаниях цепи возрастает с увеличением относительной амплитуды ее колебаний в середине пролета  $\bar{y}_0$  и силы начального натяжения цепи  $F_0$ .

После построения графических зависимостей  $F_{\max} = F_{\max}(\bar{y}_0)$  при  $F_0 = \text{const}$  (см. рис. 3) и  $F_{\max} = F_{\max}(F_0)$  при  $\bar{y}_0 = \text{const}$  (см. рис. 4) с помощью электронных таблиц Excel осуществлен поиск их линий тренда, необходимых для последующей аппроксимации полученных экспериментальных данных. Оказалось, что графики на рис. 3 практически совпадают с полиномиальными (второй степени) линиями тренда (пунктирные линии), а графики на рис. 4 — с линейными линиями тренда, что согласуется с характером этих зависимостей, описанных в работе [2], а следовательно, подтверждает достоверность результатов экспериментов.

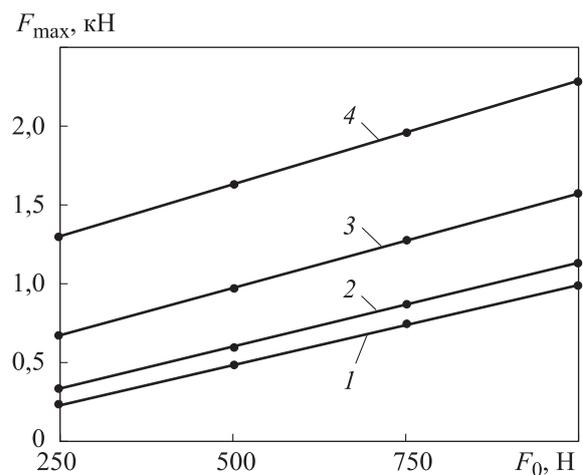


Рис. 4. Зависимости максимальной динамической нагрузки  $F_{\max}$  от силы начального натяжения цепи  $F_0$  при относительной амплитуде ее колебаний  $\bar{y}_0 = 0$  (1), 0,01 (2), 0,02 (3) и 0,03 (4)

Амплитуды максимальных динамических нагрузок могут быть вычислены по формуле

$$F_a = F_{\max} - F_0, \quad (1)$$

анализ которой позволяет утверждать, что характер зависимостей амплитуд  $F_a$  от параметров  $\bar{y}_0$  и  $F_0$  аналогичен характеру рассмотренных зависимостей максимальной динамической нагрузки  $F_{\max}$  от тех же параметров.

Относительные амплитуды динамических нагрузок с учетом формулы (1) определены как

$$F_a/F_0 = F_{\max}/F_0 - 1. \quad (2)$$

Значения относительной амплитуды максимальной динамической нагрузки  $F_a/F_0$ , рассчитанные по формуле (2) с помощью данных табл. 1, приведены в табл. 2.

Анализ данных табл. 2, показывает, что в отличие от параметров  $F_{\max}$  и  $F_a$  значения относительной амплитуды максимальной динамической нагрузки  $F_a/F_0$  при  $\bar{y}_0 = \text{const}$  уменьшаются с увеличением силы начального натяжения цепи  $F_0$ .

Для проведения аппроксимации массива исходных экспериментальных данных, приведенных в табл. 2, с целью получения для них эмпирической формулы, удобной для применения в динамических расчетах, использован инструмент Curve Fitting Tool интерактивной среды программирования MATLAB [15].

В качестве исходной модели аппроксимации выбрана Linear model Poly22, имеющая вид

$$F_{\max} = k_1 + k_2 \bar{y}_0 + k_3 F_0 + k_4 \bar{y}_0^2 + k_5 \bar{y}_0 F_0 + k_6 F_0^2, \quad (3)$$

где  $k_1, \dots, k_6$  — искомые коэффициенты аппроксимации.

В результате выполненной аппроксимации, высокая точность которой характеризуется параметрами:

R-square: 0.9998 и Adjusted R-square: 0.9997,

Таблица 2

Значения относительной амплитуды максимальной динамической нагрузки

$\bar{y}_0$	$F_a/F_0$ при $F_0$ , Н			
	250	500	750	1000
0	0	0	0	0
0,01	0,384	0,214	0,161	0,138
0,02	1,848	0,980	0,705	0,572
0,03	4,284	2,264	1,609	1,304

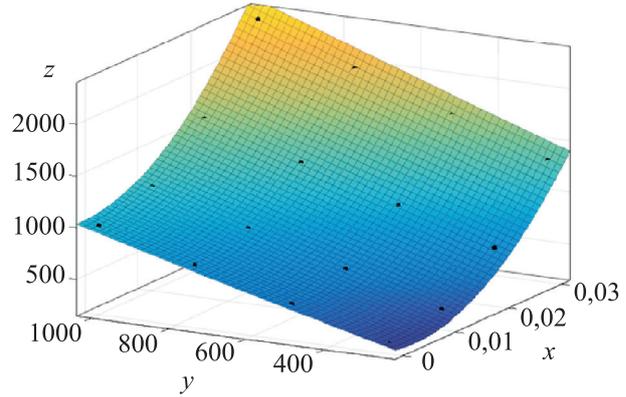


Рис. 5. Результаты аппроксимации

определены значения искомых коэффициентов:  $k_1 = 32,55$  Н;  $k_2 = -8276$  Н;  $k_3 = 0,904$ ;  $k_4 = 1,374 \cdot 10^6$  Н;  $k_5 = 10,2$ ;  $k_6 = 5,7 \cdot 10^{-5}$  Н<sup>-1</sup>.

Графические зависимости, полученные на базе результатов расчетов по формуле (3), приведены на рис. 5, где  $z = F_{\max}(\bar{y}_0, F_0)$ ;  $x = \bar{y}_0$ ;  $y = F_0$ .

Сравнение графиков на рис. 5 с зависимостями, приведенными на рис. 3 и 4, показывает их достаточно хорошее совпадение.

Таким образом, выражение (3) может быть использовано в качестве эмпирической формулы для расчета максимальных динамических нагрузок при поперечных колебаниях исследованной цепи в зависимости от силы ее начального натяжения и относительной амплитуды колебаний в середине пролета.

## Выводы

1. Максимальные динамические нагрузки, возникающие вследствие поперечных колебаний в цепных передачах, весьма велики и могут достигать значений, кратных средним за цикл колебаниям значениям сил начального натяжения цепи.

2. При постоянной силе начального натяжения цепи максимальная динамическая нагрузка, ее амплитуда и отношение этой амплитуды к силе начального натяжения цепи увеличиваются с ростом относительной амплитуды поперечных колебаний цепи в середине ее пролета.

3. При постоянной относительной амплитуде поперечных колебаний цепи в середине ее пролета максимальная динамическая нагрузка и ее амплитуда повышаются, а отношение этой амплитуды к силе начального натяжения цепи уменьшается с возрастанием силы начального натяжения цепи.

4. Предложенная эмпирическая формула позволяет вычислить максимальные динамические нагрузки, возникающие при поперечных колебаниях исследованной цепи в зависимости от силы ее начального натяжения и относительной амплитуды колебаний в середине пролета. Эта формула может быть применена для динамического расчета привода с цепной пере-

дачей при больших массах звездочек и присоединенных к ним деталей.

5. В случае изменения типоразмера цепи в эмпирической формуле следует уточнить численные значения коэффициентов аппроксимации, используя методику проведения настоящего исследования.

## Литература

- [1] Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач*. Москва, Машиностроение, 1982. 336 с.
- [2] Решетов Д.Н., Левина З.М., Каминская В.В., Котляренко Л.Б. *Табличные расчеты деталей станков. Вып. 2. Расчеты цепных передач, червячных передач и муфт*. Москва, Машгиз, 1953. 212 с.
- [3] Головнин Г.Я. *Динамика канатов и цепей*. Харьков, Metallurgizdat, 1962. 124 с.
- [4] Пилипенко О.И., Полуян А.В. Алгоритм расчета и подбора оптимальных параметров многомассовой цепной передачи. *Технические науки и технологии*, 2016, № 2(4), с. 9–15.
- [5] Мевша Н.В., Пунтус А.В. Экспериментальное определение нагрузок, действующих в роликовых цепных передачах. *Новые материалы и технологии в машиностроении*, 2016, № 24, с. 34–37.
- [6] Алексеев В.И., Палочкин С.В. Рассеяние энергии крутильных колебаний в цепных передачах приводов машин. *Современные проблемы теории машин*, 2017, № 5, с. 49–53.
- [7] Палочкин С.В., Алексеев В.И. Рассеяние энергии малых поперечных колебаний ветви цепной передачи вследствие контактных деформаций в шарнирах цепи. *Технологии и качество*, 2018, № 2(40), с. 23–27.
- [8] Алексеев В.И., Палочкин С.В. Демпфирование продольных колебаний приводных цепных передач вследствие контактных деформаций в шарнирах их цепей. *Машиностроение: инновационные аспекты развития. Мат. I Междунар. науч.-практ. конф.*, Санкт-Петербург, СПбФ НИЦ МС, 2018, № 1, с. 8–11.
- [9] Джомартов А.А., Тулешов А.К., Каимов А.Т. Моделирование динамики цепной передачи на программном комплексе Simulationx. *Проблемы механики современных машин. Матер. VII Междунар. науч. конф.*, Улан-Удэ, 25–30 июня 2018, Улан-Удэ, ВСГУТУ, 2018, с. 130–139.
- [10] Мевша Н.В., Пунтус А.В. Оборудование для исследования динамики цепных передач. *Приводы и компоненты машин*, 2019, № 1–2(31), с. 17–19.
- [11] Датчик силы UU-K500. URL: <http://dacell.com/attach/dacell/20181101/1851d25d8e242af2e61478f6c35b495e.pdf> (дата обращения 28 января 2019).
- [12] Анализатор спектра ZET017-T8. Тензостанция. Руководство по эксплуатации. ЗТМС.411168.004 РЭ. URL: <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/tezostantsii/tenzostaniya-zet-017-t8/> (дата обращения 19 февраля 2019).
- [13] Программное обеспечение ZETLAB. URL: <https://zetlab.com/podderzhka/programmnoe-obespechenie-podderzhka/> (дата обращения 19 февраля 2019).
- [14] ГОСТ 134568–97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общетехнические условия. Минск, ИПК Изд-во стандартов, 2003. 23 с.
- [15] Поршнева С.В. *MATLAB 7. Основы работы и программирования*. Москва, Бином-Пресс, 2006. 20 с.

## References

- [1] Gotovtsev A.A., Kotenok I.P. *Proyektirovaniye tsepykh peredach* [Design of chain drives]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1982. 336 p.

- [2] Reshetov D.N., Levina Z.M., Kaminskaya V.V., Kotlyarenko L.B. *Tablichnyye raschety detaley stankov. Vyp. 2. Raschety tsepykh peredach, chervyachnykh peredach i muft* [Tabular calculations of machine parts. Vol. 2. Calculations of chain gears, worm gears and clutches]. Moscow, Mashgiz publ., 1953. 212 p.
- [3] Golovnin G.Ya. *Dinamika kanatov i tsepey* [Dynamics of ropes and chains]. Kharkov, Metallurgizdat publ., 1962. 124 p.
- [4] Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Algorithm of calculation and selection of optimal parameters of multimass chain transmission. *Technical sciences and technology*, 2016, no. 2(4), pp. 9–15 (in Russ.).
- [5] Mevsha N.V., Puntus A.V. Experimental determination of loads operating in roller chain drives. *Novyye materialy i tekhnologii v mashinostroyenii*, 2016, no. 24, pp. 34–37 (in Russ.).
- [6] Alekseyev V.I., Palochkin S.V. Energy dissipation of torsional vibrations in chain drives of machine drives. *Sovremennyye problemy teorii mashin*, 2017, no. 5, pp. 49–53 (in Russ.).
- [7] Palochkin S.V., Alekseyev V.I. Scattering of energy of small transverse vibrations of branch of chain transmission on contact deformations in chain hinges. *Technologies & quality*, 2018, no. 2(40), pp. 23–27 (in Russ.).
- [8] Alekseyev V.I., Palochkin S.V. Damping of longitudinal vibrations of drive chain gears due to contact deformations in the joints of their chains. *Mashinostroyeniye: innovatsionnyye aspekty razvitiya. Mat. I mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanical engineering: innovative aspects of development materials of the I international scientific and practical conference]. Sankt-Petersburg, 2018, no. 1, pp. 8–11.
- [9] Dzhomartov A.A., Tuleshov A.K., Kaimov A.T. Simulation of chain transmission dynamics on the Simulationx software package. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Mater. VII mezhdunar. nauch. konf.* [Problems of mechanics of modern machines proceedings of the VII international scientific conference]. Ulan-Ude, 2018, pp. 130–139.
- [10] Mevsha N.V., Puntus A.V. Equipment to study the dynamics of chain drives. *Privody i komponenty mashin*, 2019, no. 1–2(31), pp. 17–19 (in Russ.).
- [11] *Datchik sily UU-K500* [Universal Load Cell. Model UU]. Available at: <http://dacell.com/attach/dacell/20181101/1851d25d8e242af2e61478f6c35b495e.pdf> (accessed 28 January 2019).
- [12] *Analizator spektra ZET017-T8. Tenzostantsiya. Rukovodstvo po ekspluatatsii. ZTMS.411168.004 RE* [Spectrum analyzer ZET 017-T8. Strain station. User manual. STMS.411168.004 RE]. Available at: <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/tezostantsii/tenzostaniya-zet-017-t8/> (accessed 19 February 2019).
- [13] *Programmnoye obespecheniye ZETLAB* [ZETLAB software]. Available at: <https://zetlab.com/podderzhka/programmnoe-obespechenie-podderzhka/> (accessed 19 February 2019).
- [14] *GOST 134568–97. Tsepi privodnyye rolikovyye i vtulochnyye. Obshchetekhnicheskiye usloviya* [State Standard 134568–97. Driving roller and bush chains. General specifications]. Minsk, Standartinform publ., 2003. 23 p.
- [15] Porshnev S.V. *MATLAB 7. Osnovy raboty i programmirovaniya* [MATLAB 7. Basics of work and programming]. Moscow, Binom-Press publ., 2006. 20 p.

Статья поступила в редакцию 27.12.2019

## Информация об авторах

**ПАЛОЧКИН Сергей Владимирович** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: palnigs@mail.ru).

**РУДОВСКИЙ Павел Николаевич** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теория механизмов и машин, детали машин и проектирование технологических машин». Костромской государственной университет (156005, Костромская область, Кострома, Российская Федерация, ул. Дзержинского, д. 17, e-mail: pavel\_rudovsky@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Экспериментальное определение динамических нагрузок в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 5, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-3-10

### Please cite this article in English as:

Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Experimental Determination of Dynamic Loading in a Drive Chain with Transverse Vibrations as a String with Fixed Ends. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 5, pp. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-3-10

## Information about the authors

**PALONCHIN Sergei Vladimirovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: palnigs@mail.ru).

**RUDOVSKIY Pavel Nikolaevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Machine Parts and Design of Technological Machines. Kostroma State University (156005, Kostroma region, Kostroma, Russian Federation, Dzerzhinskiy St., Bldg. 17, e-mail: pavel\_rudovsky@mail.ru).



## В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет учебное пособие П.П. Телепнева, Д.А. Кузнецова

### «Основы проектирования виброзащиты космических аппаратов»

Рассмотрены основы проектирования виброзащиты прецизионных космических аппаратов для улучшения разрешающей способности устанавливаемой на борту целевой аппаратуры при влиянии динамических источников возмущений. Представлены методы и средства виброзащиты, а также принципы работы, математические модели и практические примеры создания виброзащитных устройств. Приведен инженерный алгоритм в виде структурной схемы обеспечения виброзащиты космических конструкций для практической реализации.

Для студентов аэрокосмического факультета, обучающихся по специальностям «Проектирование летательных аппаратов и их комплексов», «Космические аппараты и разгонные блоки», также может представлять интерес для специалистов предприятий космической отрасли.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru