



DOI: 10.22363/2312-8143-2024-25-4-337-347

УДК 62-567

EDN: EPVUJA

Научная статья / Research article

## Возможности построения расчетных нагрузочных диаграмм спирально-тросового амортизатора при изменении направления действия сил инерции

Е.М. Рейзмунт<sup>ID</sup>, С.В. Доронин<sup>ID</sup>✉

Федеральный исследовательский центр информационных и вычислительных технологий, *Красноярск, Россия*  
✉ mr.svdoronin@yandex.ru

### История статьи

Поступила в редакцию: 14 июня 2024 г.

Доработана: 6 августа 2024 г.

Принята к публикации: 15 августа 2024 г.

### Заявление о конфликте интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### Вклад авторов

Нераздельное соавторство.

**Аннотация.** В настоящее время для описания жесткостных характеристик тросовых амортизаторов используются экспериментальные нагрузочные диаграммы в нескольких основных направлениях восприятия нагрузки. При этом направление действие сил инерции по отношению к системе амортизации может быть произвольным. Идея построения расчетных нагрузочных диаграмм при изменении направления действия нагрузки заключается в интерполяции экспериментальных нагрузочных диаграмм, находящихся в плоскости, в которой изменяется направление действия нагрузки. Для построения расчетных нагрузочных диаграмм используются два принципиально различных подхода: непосредственное их интерполирование и интерполирование модуля Юнга изотропного кривого брусамитатора троса с последующим его отображением в численной модели, его многовариантным компьютерным анализом и построением расчетных нагрузочных диаграмм. Приведены примеры построения расчетных нагрузочных диаграмм при изменении направления действия нагрузки. Определены ограничения применения указанного подхода.

**Ключевые слова:** система амортизации, статический расчет, моделирование троса, жесткость амортизатора, многомодельный подход

### Финансирование

Работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки РФ для Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий, № 122010800028-4 «Разработка и анализ информационных и вычислительных технологий в задачах мониторинга и создания цифровых двойников различных явлений и объектов».

### Для цитирования

Рейзмунт Е.М., Доронин С.В. Возможности построения расчетных нагрузочных диаграмм спирально-тросового амортизатора при изменении направления действия сил инерции // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2024. Т. 25. № 4. С. 337–347. <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-4-337-347>

© Рейзмунт Е.М., Доронин С.В., 2024



This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License  
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode>

## Possibilities of constructing design load diagrams of a helical cable shock damper when the direction of inertia forces changes

Elena M. Reizmunt<sup>ID</sup>, Sergey V. Doronin<sup>ID</sup>✉

Federal Research Center for Information and Computational Technologies, *Krasnoyarsk, Russia*

✉ mr.svdoronin@yandex.ru

### Article history

Received: June 14, 2024

Revised: August 6, 2024

Accepted: August 15, 2024

### Conflicts of interest

The authors declare that there is no conflict of interest.

### Authors' contribution

Undivided co-authorship.

**Abstract.** Currently, experimental load diagrams in several main directions of load perception are used to describe the stiffness characteristics of cable shock dampers. In this case, the direction of the action of inertia forces in relation to the damping system can be arbitrary. The idea of constructing calculated load diagrams when the direction of load action changes is to interpolate experimental load diagrams located in the plane in which the direction of load action changes. To construct design load diagrams, two fundamentally different approaches are used: their direct interpolation and interpolation of the Young's modulus of an isotropic curved beam-cable simulator with its subsequent display in a numerical model, its multivariate computer analysis and construction of design load diagrams. Examples of constructing calculated load diagrams when changing the direction of the load are given. The limitations of using this approach are determined.

**Keywords:** damping system, static calculation, cable modeling, damper stiffness, multi-model approach

### Financing

The work was performed within the framework of the state assignment of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation for the Federal Research Center for Information and Computing Technologies, No. 122010800028-4 "Development and analysis of information and computing technologies in the tasks of monitoring and creating digital counterparts of various phenomena and objects."

### For citation

Reizmunt EM, Doronin SV. Possibilities of constructing design load diagrams of a helical cable shock damper when the direction of inertia forces changes. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2024;25(4):337–347 (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-4-337-347>

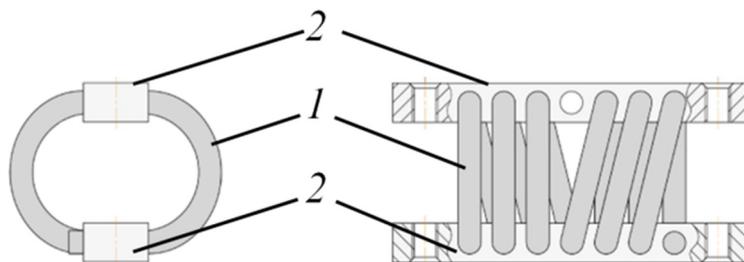
### Введение

В настоящее время при разработке систем амортизации широкое распространение получили тросовые амортизаторы с пространственным восприятием нагрузок, основанные на использовании стального троса в качестве упругого и демпфирующего элемента. Обоснование конструктивных решений и количественных характеристик таких систем должно осуществляться на основе общепринятых и общеизвестных методов проектирования и расчета систем амортизации с учетом специфических особенностей механических свойств и поведения

тросовых амортизаторов. В исследовании эти особенности рассматриваются на примере одного, наиболее распространенного типа тросовых амортизаторов, а именно — спирально-тросовых (рис. 1). Далее, говоря о тросовых амортизаторах, будем иметь в виду именно этот тип устройств. Традиционно статический расчет систем амортизации выполняется на начальном этапе их разработки и предназначен для рационального выбора количества и способа размещения амортизаторов в составе системы [1; 2]. Исходные данные для расчета включают характеристики жесткости амортизаторов, величины и направления сил инерции.



*a*



*б*

**Рис. 1.** Спирально-тросовый амортизатор:  
*a* — внешний вид; *б* — конструктивная схема (1 — трос; 2 — планки)  
 Источник: выполнено Е.М. Рейзмут, С.В. Дорониным

**Figure 1.** Helical cable shock damper:  
*a* — appearance; *б* — design diagram (1 — cable; 2 — bars)  
 Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

Характерной особенностью тросовых амортизаторов является нелинейность жесткостных характеристик, описываемая нагрузочной диаграммой  $F = f(s)$ , выражающей взаимосвязь нагрузки  $F$ , приложенной к одной из планок, и прогиба  $s$  — перемещения этой планки в направлении действия нагрузки [3]. Сложное нелинейное поведение тросовых амортизаторов иллюстрируется их нагрузочными диаграммами, содержащимися в номенклатурных каталогах отечественных и зарубежных производителей<sup>1</sup>.

Силы инерции являются выражением всего комплекса воздействий, которые могут быть сведены к статическим нагрузкам<sup>2</sup> [1]. В качестве таких воздействий рассматривают собственный вес (всегда) и силы инерции вследствие линейных ускорений (в ряде случаев поступательного и вращательного движения). В большинстве случаев направления сил инерции известны — вертикальное для собственного веса, горизонтальные вдоль и перпендикулярно тра-

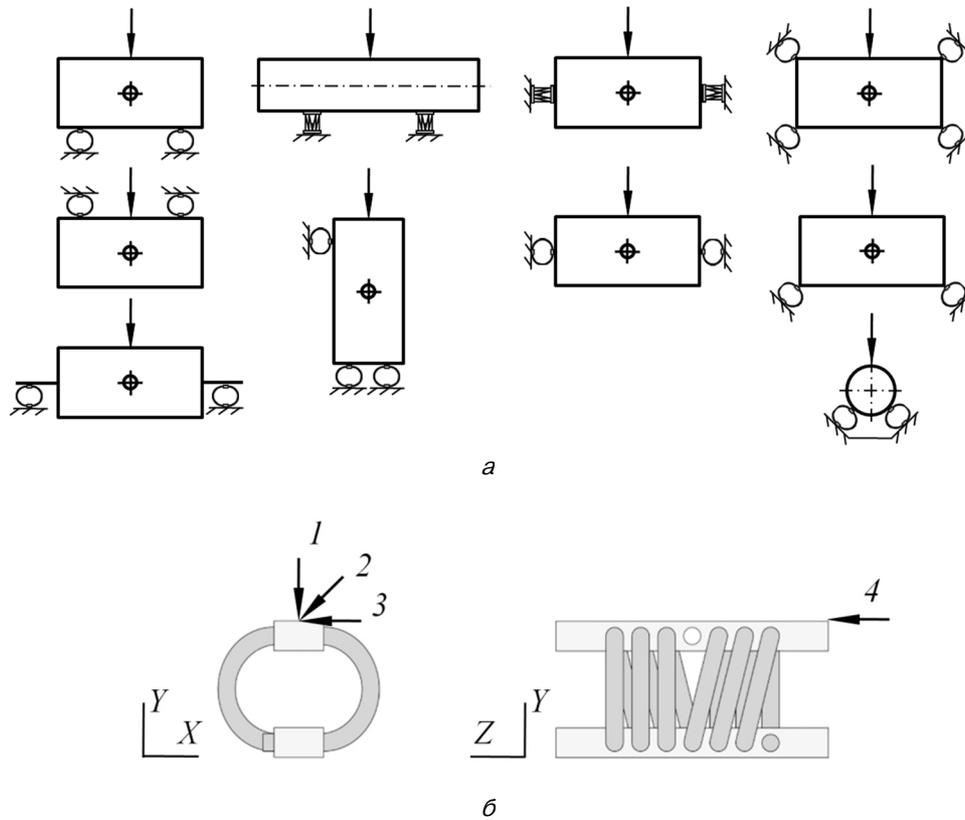
ектории движения для линейных ускорений. Для этих случаев рекомендован ряд типовых схем расположения тросовых амортизаторов по отношению к направлению действия силы инерции (рис. 2, *a*)<sup>3</sup>.

Таким образом, можно выделить небольшое количество основных направлений, вдоль которых тросовый амортизатор будет воспринимать статическую нагрузку. На рис. 2, *б* в качестве примера показаны четыре таких направления. Таким образом, имеем три нагрузочные диаграммы в плоскости  $XY$  (направления 1, 2 и 3), две — в плоскости  $YZ$  (направления 1 и 4) и две в плоскости  $XZ$  (направления 3 и 4). Именно для этих направлений чаще всего экспериментально определяются и приводятся в номенклатурных каталогах<sup>1</sup> паспортные нагрузочные диаграммы как нелинейные характеристики жесткости амортизаторов. Они позволяют однозначно охарактеризовать перемещения амортизируемого объекта под действием сил инерции в этих направлениях.

<sup>1</sup> См.: Астрон. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (дата обращения: 12.03.2021); Socitec. Socitec's expertise & creative solutions. URL: <https://socitec.com/> (accessed: 03.05.2024); Enidine. Shock Absorbers and Vibration Isolation Products. URL: <https://www.enidine.com> (accessed: 03.05.2024); Hutchinson. URL: <https://stop-choc.de> (accessed: 03.05.2024). Dpflex. URL: <https://en.dpflex.com/> (accessed: 03.05.2024).

<sup>2</sup> Бацула А.П. Конструирование радиоэлектронных устройств : учебное пособие. Томск : Томский межвузовский центр дистанционного образования, 2002. 231 с.

<sup>3</sup> ИНМОР. URL: <http://inmor.ru/> (дата обращения: 04.05.2024).



**Рис. 2.** Работа амортизаторов в составе системы:  
*а* – типовые конфигурации систем амортизации; *б* – основные направления восприятия нагрузки  
 (1 – сжатие; 2 – сжатие под углом 45°; 3 – поперечный сдвиг; 4 – продольный сдвиг)

И с т о ч н и к: выполнено Е.М. Рейзмут, С.В. Дорониным

**Figure 2.** Operation of shock dampers as part of the system:  
*a* – typical configurations of the shock damping systems; *б* – main directions of load perception  
 (1 – compression; 2 – compression at an angle of 45°; 3 – roll; 4 – shear)

S o u r c e: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

Для некоторых объектов и условий эксплуатации при поступательном и вращательном движении возможно возникновение линейных ускорений (перегрузок) в произвольном направлении (под некоторыми углами по отношению к осям декартовой системы координат, связанной с системой амортизации и согласованной с основными направлениями действия сил инерции). Это делает необходимым получение достоверной информации о жесткости (нагрузочных диаграммах) для этих направлений сил инерции. Организация получения соответствующих экспериментальных данных обычно затруднительна из-за временных ограничений и отсутствия специальной оснастки для проведе-

ния механических испытаний с варьированием угла приложения нагрузки. В связи с этим актуальны обоснование и разработка инструмента адаптации паспортных нагрузочных диаграмм к изменению направления действия инерционных сил.

### 1. Тросовый амортизатор как механическая система и объект исследования

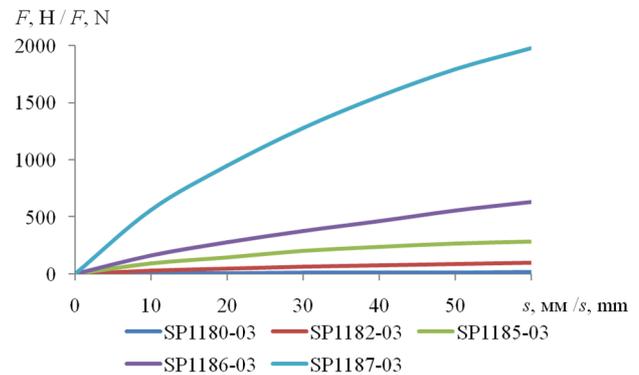
В наиболее простой конструктивной реализации тросовый амортизатор состоит из трех основных элементов — двух планок и соединяющего их троса (см. рис. 1). Трос имеет сложные свойства, внутреннюю структуру (количество

и характеристики проволочек и прядей, направления и шаг их свивки) и пространственную конфигурацию, регулярные механические связи с планками на разных участках своей длины. Таким образом, трос как элемент механической системы «тросовый амортизатор» является подсистемой с большим количеством структурных элементов и связей. Структура троса как подсистемы оказывается гораздо более сложной, чем структура надсистемы (тросового амортизатора в целом как макрообъекта).

Сложность механического поведения амортизатора обусловлена свойствами тросового элемента (внутренней структурой троса, его пространственной конфигурацией) и связями механической системы (количеством и пространственным расположением соединений троса и планок). Она выражается не только нелинейностью жесткостных характеристик, но и их анизотропией: для разных схем нагружения (направлений сил инерции) нагрузочные диаграммы могут существенно отличаться как количественно, так и качественно. Предположительно именно структура троса и его пространственная конфигурация определяют степень нелинейности и анизотропию жесткости амортизатора, но выделить вклад каждого из этих факторов затруднительно.

В силу большого числа структурных элементов троса и связей между ними в настоящее время не удастся построить аналитическую модель жесткости тросового амортизатора. Известные модели [4–6] получены только для единственной схемы нагружения (сжатие) и не обладают прогностическими возможностями для произвольного направления действия нагрузки. Разработка численных (конечно-элементных) моделей, учитывающих все системные эффекты механического поведения троса [7–9], сталкивается с очень высокими требованиями к вычислительным ресурсам вследствие чрезвычайно большой размерности решаемых

задач, что приводит к необходимости упрощений и допущений, выхолащивающих смысл и потенциальные возможности полномасштабного вычислительного моделирования.



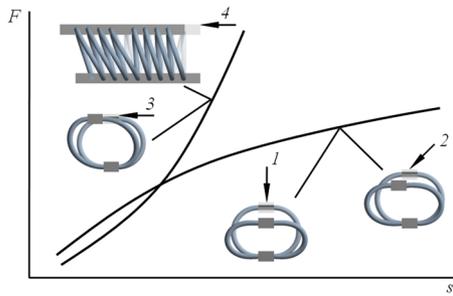
**Рис. 3.** Нагрузочные диаграммы амортизаторов HUTCHINSON разных типоразмеров при сжатии (по данным Hutchinson: <https://stop-choc.de>)  
Источники: выполнено Е.М. Рейзмут, С.В. Дорониным

**Figure 3.** Load diagrams of HUTCHINSON shock dampers of different sizes under compression (according to data from Hutchinson: <https://stop-choc.de>)  
Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

Таким образом, несмотря на конструктивную простоту тросовых амортизаторов, фактически единственным достоверным источником информации об их жесткостных характеристиках является экспериментальное построение нагрузочных диаграмм. Анализ таких диаграмм<sup>4</sup> демонстрирует физически обусловленные, количественно различные, но качественно идентичные зависимости. Количественное различие выражается для каждой схемы нагружения смещением нагрузочных диаграмм по оси ординат в зависимости от грузоподъемности амортизатора: на рис. 3 в качестве примера приведены нагрузочные диаграммы амортизаторов HUTCHINSON при сжатии. Качественная идентичность заключается в том, что независимо от типоразмера (грузоподъемности) амортизатора для случаев вертикального сжа-

<sup>4</sup> Астрон. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (accessed: 12.03.2021); Socitec. Socitec's expertise & creative solutions. URL: <https://socitec.com/> (accessed: 03.05.2024); Enidine. Shock Absorbers and Vibration Isolation Products. URL: <https://www.enidine.com> (дата обращения: 03.05.2024); Hutchinson. URL: <https://stop-choc.de> (accessed: 03.05.2024). Dpflex. URL: <https://en.dpflex.com/> (дата обращения: 03.05.2024).

тия и сжатия под углом  $45^\circ$  все диаграммы выпуклы (одно и то же приращение силы  $F$  вызывает все больший прогиб  $s$ ), для случаев поперечного и продольного сдвига — вогнуты (одно и то же приращение силы  $F$  вызывает все меньший прогиб  $s$ ). Они отражают следующую закономерность системного поведения тросового амортизатора: за исключением области малых нагрузок и прогибов с ростом нагрузки его сопротивление деформированию снижается при сжатии и растет при сдвиге (рис. 4). Эта закономерность является предпосылкой прогнозирования деформирования амортизатора при изменении направления действия нагрузки.



**Рис. 4.** Качественный характер нагрузочных диаграмм при различных направлениях нагружения  
Источник: выполнено Е. М. Рейзмунт, С. В. Дорониным

**Figure 4.** Qualitative nature of load diagrams for different loading directions  
Source: made by E. M. Reizmunt, S. V. Doronin

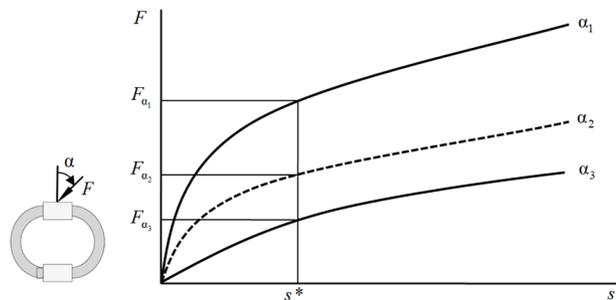
## 2. Идея построения расчетных нагрузочных диаграмм при изменении направления действия нагрузки

Обоснование осуществляется на правдоподобных [10] и не противоречащих физической и технической природе тросовых амортизаторов рассуждениях. В результате этих рассуждений и рассмотрения экспериментально полученных паспортных нагрузочных диаграмм<sup>5</sup> сформулированы следующие основные умозаключения относительно плавного и монотонного их изменения:

– небольшое изменение угла  $\alpha$  приложения нагрузки приведет к небольшому качественному и количественному изменению соответствующей нагрузочной диаграммы;

– если для углов  $\alpha$  приложения нагрузки выполняется условие  $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$ , то нагрузочная диаграмма для угла  $\alpha_2$  находится внутри области, ограниченной нагрузочными диаграммами для углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$ ;

– зная нагрузочные диаграммы  $F_{\alpha_1} = f(s)$  и  $F_{\alpha_3} = f(s)$  для углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$ , нагрузочную диаграмму  $F_{\alpha_2} = f(s)$  для угла  $\alpha_2$  можно получить путем интерполяции (рис. 5).



**Рис. 5.** Нагрузочная диаграмма в связи с направлением приложения нагрузки

Источники: выполнено Е.М. Рейзмунт, С.В. Дорониным  
**Figure 5.** Load diagram due to direction of load application  
Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

Таким образом, идея построения расчетных нагрузочных диаграмм при изменении направления действия нагрузки заключается в интерполяции экспериментальных нагрузочных диаграмм, находящихся в плоскости, в которой изменяется направление действия нагрузки. При изменении направления действия нагрузки в плоскости  $XU$  интерполяция осуществляется на базе трех экспериментальных нагрузочных диаграмм для направлений 1, 2 и 3 (рис. 2, б), в плоскостях  $YZ$  и  $XZ$  — на базе пары диаграмм для направлений 1 и 4, 3 и 4 соответственно. На базе трех экспериментальных диаграмм может

<sup>5</sup>См.: Астрон. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (accessed: 12.03.2021); Socitec. Socitec's expertise & creative solutions. URL: <https://socitec.com/> (accessed: 03.05.2024); Enidine. Shock Absorbers and Vibration Isolation Products. URL: <https://www.enidine.com> (accessed: 03.05.2024); Hutchinson. URL: <https://stop-choc.de> (accessed: 03.05.2024); Dpflex. URL: <https://en.dpflex.com/> (accessed: 03.05.2024).

быть выполнена нелинейная интерполяция, на базе двух — только линейная. Тогда расчетная нагрузочная диаграмма в общем случае имеет вид  $F_\alpha = f(s, \alpha)$ , то есть зависит от угла изменения направления действия нагрузки относительно направления, соответствующего одной из нагрузочных диаграмм.

### 3. Варианты подходов к построению расчетных нагрузочных диаграмм

Как показывает практика построения экспериментальных нагрузочных диаграмм<sup>6</sup>, угол приложения нагрузки  $F$  изменяется с шагом  $45^\circ$  или  $90^\circ$ . При таких больших шагах изменения угла соответствующие экспериментальные диаграммы существенно отличаются. В этом случае точность интерполяции по ограниченному числу точек (две или три экспериментальные диаграммы) предположительно будет невысокой. Тогда целесообразно получение дополнительных (гибридных) нагрузочных диаграмм, сочетающих в себе результаты как экспериментального определения, так и математического (конечно-элементного) моделирования деформирования амортизаторов. Их предназначение — повысить точность построения расчетных нагрузочных диаграмм для произвольного угла приложения нагрузки.

Технология построения и численной реализации трехмерной конечно-элементной модели тросового амортизатора [11] основана на идее максимально полного учета его пространственной геометрии с заменой тросового элемента изотропным кривым брусом с эквивалентной в некотором смысле жесткостью. Предположительно в этом случае возможно в полной мере учесть вклад пространственной конфигурации троса в формирование нелинейности и анизотропии жесткости амортизатора. Вклад структуры троса предполагается учесть модулем Юнга  $E$  изотропного кривого бруса

как интегральной характеристикой жесткости троса в составе амортизатора: для каждого значения нагрузки  $F$  в результате многовариантных вычислительных экспериментов можно найти такое «эквивалентное» значение  $E$  изотропного кривого бруса, при котором расчетный прогиб  $s$  окажется соответствующим экспериментальной нагрузочной диаграмме для этого значения  $F$ . Адекватность такой замены троса изотропным кривым брусом с варьируемым модулем Юнга подтверждается приемлемым совпадением результатов математического и натурального экспериментов по анализу динамического поведения макета на вибростенде при малых амплитудах колебаний [12].

Таким образом, появляется возможность каждой экспериментальной нагрузочной диаграмме поставить в соответствие зависимость  $E = f(s)$  «эквивалентного» модуля Юнга изотропного кривого бруса-имитатора троса в составе конечно-элементной модели амортизатора. Примечательно, что выражения  $F = f(s)$  и  $E = f(s)$  описывают одну и ту же нелинейную зависимость жесткости амортизатора от величины прогиба  $k(s) = F / s$ , а между  $E$  и  $k$  существует линейная зависимость  $E = f(k)$ .

Тогда принципиально различными являются следующие два подхода к построению расчетных нагрузочных диаграмм:

- непосредственное их интерполирование (для каждого значения прогиба  $s$  соответствующее значение  $F_{sa}$  расчетной диаграммы определяется как результат интерполяции в диапазоне  $[F_{s\min}; F_{s\max}]$  экспериментальных нагрузочных диаграмм);

- интерполирование модуля Юнга изотропного кривого бруса-имитатора троса с последующим его отражением в численной модели, ее многовариантным компьютерным анализом и построением расчетных нагрузочных диаграмм.

<sup>6</sup>См.: Астрон. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (accessed: 12.03.2021); Socitec. Socitec's expertise & creative solutions. URL: <https://socitec.com/> (accessed: 03.05.2024); Enidine. Shock Absorbers and Vibration Isolation Products. URL: <https://www.enidine.com> (accessed: 03.05.2024); Hutchinson. URL: <https://stop-choc.de> (accessed: 03.05.2024); Dpflex. URL: <https://en.dpflex.com/> (accessed: 03.05.2024).

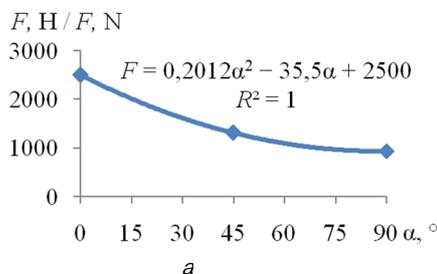
Каждый из этих подходов может быть реализован в линейной или нелинейной постановке в зависимости от количества имеющихся экспериментальных нагрузочных диаграмм в плоскости изменения направления приложения нагрузки.

#### 4. Примеры практического построения расчетных нагрузочных диаграмм при изменении направления действия нагрузки

Рассмотрим варианты практического построения расчетных нагрузочных диаграмм на примере тросового амортизатора ВМТ-350<sup>1</sup>. Для него известны экспериментальные диаграммы для направлений 1, 2 и 3 ( $\alpha = 0^\circ, 45^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно) действия нагрузки в плоскости XY. Построение и исследование трехмерной модели амортизатора в диапазоне прогибов до 13 мм позволило установить линейные зависимости модуля Юнга бруса-имитатора троса от жесткости  $k$  для каждой экспериментальной диаграммы (рис. 6).

Результаты построения расчетных нагрузочных диаграмм отражены в графической форме на рис. 7–9: сплошными линиями показаны экспериментальные диаграммы, пунктирными — расчетные.

**Вариант 1** заключается в получении расчетных диаграмм путем непосредственного нелинейного интерполирования трех экспериментальных диаграмм с помощью полинома второго порядка: на рис. 7, а в качестве примера показан интерполирующий полином для

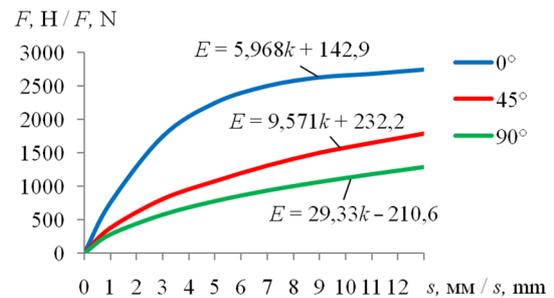


**Рис. 7.** Расчетные диаграммы, полученные путем полиномиальной интерполяции экспериментальных диаграмм: а — интерполирующий полином; б — семейство нагрузочных диаграмм

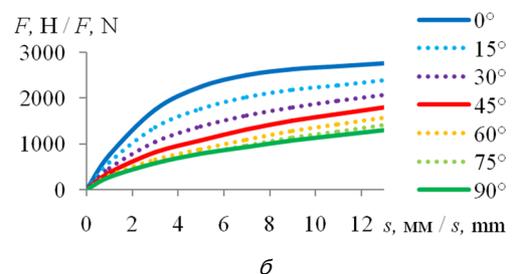
**Figure 7.** Calculated diagrams obtained by polynomial interpolation of experimental diagrams: а — interpolating polynomial; б — load diagram family

Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

$s = 7$  мм. В этом случае расчетные диаграммы для углов  $\alpha$ , равных  $15^\circ$  и  $30^\circ, 60^\circ$  и  $75^\circ$ , ограничены областями экспериментальных диаграмм для углов  $0^\circ$  и  $45^\circ, 45^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно (рис. 7, б). Расчетные диаграммы демонстрируют закономерности, характерные для экспериментальных диаграмм, а именно: с увеличением угла приложения нагрузки от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  интенсивность снижения жесткости уменьшается. Это проявляется в уменьшении «расстояния» между смежными диаграммами при постоянном шаге изменения угла  $\alpha$ . Визуально семейство расчетных и экспериментальных нагрузочных диаграмм в диапазоне углов от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  с шагом  $15^\circ$  выглядит так, как если бы каждая диаграмма плавно переходила в смежную к ней с изменением угла  $\alpha$ . Расчетные диаграммы выглядят весьма правдоподобно и соответствуют интуитивно ожидаемым.



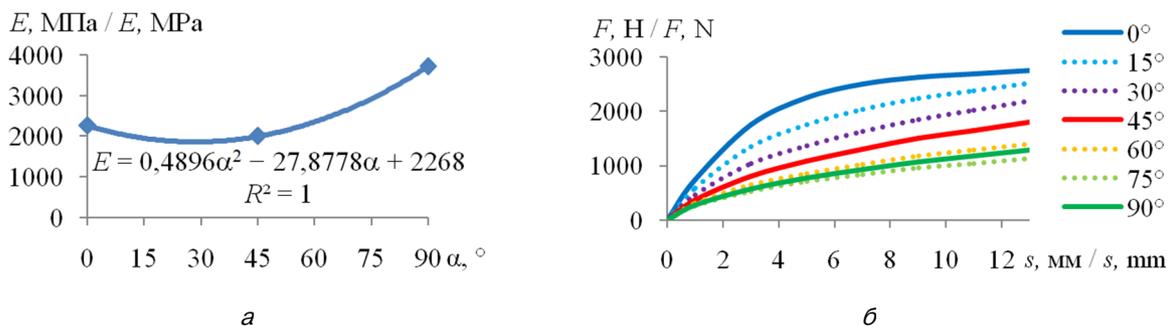
**Рис. 6.** Экспериментальные нагрузочные диаграммы амортизатора ВМТ-350 и соответствующие им зависимости  $E = f(k)$   
 Источник: выполнено Е.М. Рейзмутом, С.В. Дорониным  
**Figure 6.** Experimental load diagrams of BMT-350 shock damper and corresponding dependencies  $E = f(k)$   
 Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin



**Вариант 2** предполагает получение расчетных диаграмм путем многовариантного численного анализа конечно-элементной модели амортизатора при различных углах  $\alpha$  приложения нагрузки. При этом модуль Юнга бруса-имитатора троса для каждого значения прогиба  $s$  определяется интерполирующим полиномом второго порядка соответствующих значений модуля Юнга, полученных для трех экспериментальных диаграмм: на рис. 8, *а* в качестве примера показан интерполирующий полином для  $s = 7$  мм. Как видно из полученных результатов (рис. 8, *б*), отсутствует эффект плавного количественного и качественного изменения расчетных диаграмм, отмеченный в варианте 1. «Расстояния» между диаграммами для углов  $0^\circ$  и  $15^\circ$ ,  $15^\circ$  и  $30^\circ$ ,  $30^\circ$  и  $45^\circ$  примерно одинаковы.

Расчетная диаграмма для угла  $60^\circ$  весьма близка к экспериментальной для угла  $90^\circ$ , а расчетная — для угла  $75^\circ$  оказывается ниже экспериментальной для угла  $90^\circ$ .

Интерпретировать полученные результаты можно следующим образом. Построение интерполирующего полинома по трем точкам (экспериментальным диаграммам) не обеспечивает точность, необходимую для построения расчетных диаграмм, особенно в области относительно небольших изменений жесткости при увеличении угла  $\alpha$ . Это явно заметно преимущественно в диапазоне углов от  $45^\circ$  до  $90^\circ$ . В диапазоне углов от  $0^\circ$  до  $45^\circ$ , очевидно, погрешность также присутствует, но визуально не проявляется из-за большого «расстояния» экспериментальных диаграмм для этих углов.

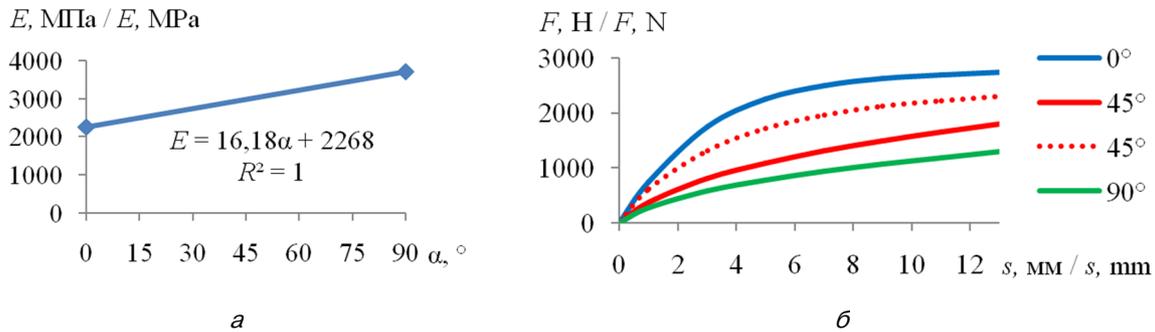


**Рис. 8.** Расчетные диаграммы, полученные многовариантным конечно-элементным моделированием амортизатора с полиномиальной интерполяцией модуля Юнга бруса-имитатора троса: *а* — интерполирующий полином; *б* — семейство нагрузочных диаграмм  
И с т о ч н и к: выполнено Е.М. Рейзмунт, С.В. Дорониным

**Figure 8.** Calculation diagrams obtained by multivariate finite element modeling of a shock damper with polynomial interpolation of the Young's modulus of the cable imitation beam: *a* — interpolating polynomial; *b* — family of load diagrams  
S o u r c e: made by E.M. Reizmund, S.V. Doronin

**Вариант 3** отличается от варианта 2 тем, что во внимание принимались не три, а две экспериментальные диаграммы — для направлений 1 и 2 ( $\alpha = 0^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно). Цель заключается в анализе результатов в случае, когда по двум экспериментальным диаграммам осуществляется линейное интерполирование модуля Юнга кривого бруса-имитатора троса с последующим многовариантным конечно-элементным моделированием: на рис. 9, *а* в каче-

стве примера показана интерполирующая прямая для  $s = 7$  мм. В качестве результата рассматривается единственная расчетная диаграмма, построенная для  $\alpha = 45^\circ$  для сравнения с экспериментальной диаграммой для этого же направления. Из полученных результатов (рис. 9, *б*) видно настолько большое несоответствие расчетных и экспериментальных данных, что расчетная диаграмма, очевидно, непригодна для использования в инженерных расчетах.



**Рис. 9.** Расчетная диаграмма, полученная многовариантным конечно-элементным моделированием амортизатора с линейной интерполяцией модуля Юнга бруса-имитатора троса:  
*a* — интерполирующий полином; *б* — семейство нагрузочных диаграмм  
 Источники: выполнено Е.М. Рейзмунт, С.В. Дорониным

**Figure 9.** Calculation diagram obtained by multivariate finite element modeling of a shock absorber with linear interpolation of the Young's modulus of the cable imitation beam:  
*a* — interpolating polynomial; *b* — family of load diagrams  
 Source: made by E.M. Reizmunt, S.V. Doronin

## Заключение

Исходя из рассмотрения физико-технических закономерностей механического поведения спирально-тросовых амортизаторов при изменении направления действия сил инерции исследованы возможности построения расчетных нагрузочных диаграмм путем интерполяции данных как экспериментальных нагрузочных диаграмм, так и результатов численного анализа деформирования трехмерных моделей амортизаторов.

Установлено, что при статическом нагружении в широком диапазоне изменения направлений действия сил инерции учет вклада пространственной конфигурации троса в формирование нелинейности и анизотропии жесткости амортизатора недостаточен. Показано, что при наличии только двух экспериментальных диаграмм построение расчетных с приемлемой точностью невозможно. Приемлемая точность результатов может быть получена, если в плоскости изменения угла приложения имеется не менее трех экспериментальных нагрузочных диаграмм. В этом случае наиболее экономичный и эффективный вариант построения расчетных диаграмм заключается в непосредственной нелинейной интерполяции экспериментальных данных.

## Список литературы

1. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. Москва : Радио и связь, 1982. 296 с.
2. Григорьев Н.В. Вибрация энергетических машин : справочное пособие. Ленинград : Машиностроение, 1974. 464 с.
3. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. Москва : Энергия, 1970. 320 с.
4. Balaji P.S., Moussa L., Rahman M.E., Ho L.H. An analytical study on the static vertical stiffness of wire rope isolators // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30. No. 1. P. 287–295. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-1232-5>
5. Пономарев Ю.К., Посохов П.В. Разработка тематической модели тросового виброизолятора с ансамблем элементов радиусно-прямолинейной конфигурации // *Новые материалы и технологии в машиностроении*. 2013. № 18. С. 105–110. EDN: RZGLZF
6. Пономарев Ю.К., Посохов П.В., Симаков О.Б. Разработка методики расчета характеристик тросового виброизолятора с радиусным и прямолинейными участками осевой линии // *Новые материалы и технологии в машиностроении*. 2014. № 20. С. 66–74. EDN: SXXVXV
7. Kastratović G.M., Vidanović N.D. Some Aspects of 3D Finite Element Modeling of Independent Wire Rope Core // *FME Transactions*. 2011. Vol. 39. No. 1. P. 37–40.
8. Gai J., Yan K., Deng Q., Sun M., Ye F. A Finite Element Model for a  $6 \times K31WS + FC$  Wire Rope and a Study on Its Mechanical Responses with or without Wire Breakage // *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13. No. 14. P. 8407. <https://doi.org/10.3390/app13148407>

9. Cen B., Lu X., Zhu X. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018. Vol. 32. No. 6. P. 2541–2549. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0511-3>

10. Поля Д. Математика и правдоподобные рассуждения. Москва : Наука, 1975. 464 с.

11. Доронин С.В. Линеаризация жесткости трехмерной модели тросового виброизолятора при анализе динамического поведения системы амортизации // Материалы конференции «Ляпуновские чтения 2023». Иркутск : ИДСТУ СО РАН, 2023. С. 28–30.

12. Доронин С.В., Рейзмут Е.М., Похабов Ю.П. Компьютерное моделирование виброиспытаний системы амортизации на тросовых виброизоляторах // Автоматизация. Современные технологии. 2023. Т. 77. № 12. С. 550–555. <https://doi.org/10.36652/0869-4931-2023-77-12-550-555>

## References

1. Il'inskij VS. *Protection of Radio Electronic Equipment and Precision Equipment from Dynamic Impacts*. Moscow: Radio i svjaz' Publ.; 1982. (In Russ.)

2. Grigor'ev NV. *Vibration of power machines. Reference manual*. Leningrad: Mashinostroenie Publ.; 1974. (In Russ.)

3. Il'inskij VS. *Protection of devices from dynamic effects*. Moscow: Jenergija Publ.; 1970. (In Russ.)

4. Balaji PS, Moussa L, Rahman ME, Ho LH. An analytical study on the static vertical stiffness of wire rope isolators. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016;30(1):287–295. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-1232-5>

5. Ponomarev JuK., Posohov PV. Development of a mathematical model of a cable shock damper with an

ensemble of elements of a radius-rectilinear configuration. *New materials and technologies in mechanical engineering*. 2013;(18):105–110. (In Russ.) EDN: RZGLZF

6. Ponomarev JuK., Posohov PV., Simakov OB. Development of procedure for calculation of characteristics of cable shock damper with radius and rectilinear sections of centerline. *New materials and technologies in mechanical engineering*. 2014;(20):66–74. (In Russ.) EDN: SXXVXV

7. Kastratović GM, Vidanović ND. Some Aspects of 3D Finite Element Modeling of Independent Wire Rope Core. *FME Transactions*. 2011;39(1):37–40.

8. Gai J, Yan K, Deng Q, Sun M, Ye F. A Finite Element Model for a  $6 \times K31WS + FC$  Wire Rope and a Study on Its Mechanical Responses with or without Wire Breakage. *Applied Sciences*. 2023;13(14):8407. <https://doi.org/10.3390/app13148407>

9. Cen B, Lu X, Zhu X. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018;32(6):2541–2549. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0511-3>

10. Pólya G. *Mathematics and plausible reasoning*. Moscow: Nauka Publ.; 1975. (In Russ.)

11. Doronin SV. Linearization of the rigidity of a three-dimensional model of a cable shock damper when analyzing the dynamic behavior of a shock-absorbing system. *Materials of the conference "Ljapunovskie chtenija 2023."* Irkutsk: ISDCT SB RAS; 2023. p. 28–30. (In Russ.)

12. Doronin SV, Reizmunt EM, Pokhabov YuP. Computer simulation of vibration tests of absorption system on rope-type vibration isolators. *Automation. Modern technologies*. 2023;77(12):550–555. (In Russ.) <https://doi.org/10.36652/0869-4931-2023-77-12-550-555>

## Сведения об авторах

**Рейзмут Елена Михайловна**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории вычислительной механики и риск-анализа, Федеральный исследовательский центр информационных и вычислительных технологий, Красноярск, Россия; ORCID: 0000-0003-1631-893X, eLIBRARY SPIN-код: 4397-1569; e-mail: e.sigova@gmail.com

**Доронин Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник лаборатории вычислительной механики и риск-анализа, Федеральный исследовательский центр информационных и вычислительных технологий, Красноярск, Россия; ORCID: 0000-0002-5256-3871, eLIBRARY SPIN-код: 9816-9080; e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru

## About the authors

**Elena M. Reizmunt**, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Laboratory of Computational Mechanics and Risk Analysis, Federal Research Center for Information and Computational Technologies, Krasnoyarsk, Russia; ORCID: 0000-0003-1631-893X, eLIBRARY SPIN-код: 4397-1569; e-mail: e.sigova@gmail.com

**Sergey V. Doronin**, Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher of Laboratory of Computational Mechanics and Risk Analysis, Federal Research Center for Information and Computational Technologies, Krasnoyarsk, Russia; ORCID: 0000-0002-5256-3871, eLIBRARY SPIN-код: 9816-9080; e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru