

УДК 534.282

Диссипативные характеристики холодильных машин

Канд. техн. наук С. А. РЫКОВ¹, канд. техн. наук С. В. РЫКОВ^{2*},
канд. техн. наук И. В. КУДРЯВЦЕВА²

¹Государственный Морской Технический Университет (ГМТУ)

²Университет ИТМО

*E-mail: togg1@yandex.ru

Произведено исследование виброакустических характеристик холодильных машин, в частности рассмотрены вопросы связанные с процессом рассеяния вибрационной энергии в холодильных машинах. Показано, что одним из основных параметров, влияющих на величину акустического и вибрационного поля, создаваемого холодильной машиной при ее работе, является величина коэффициента потерь в элементах машины. Исследование природы диссипации в конструкции проведено на математической модели. Выяснены причины, приводящие к скачкообразному изменению значений коэффициента потерь при его экспериментальном определении, которые связаны изменением вклада отдельных элементов холодильной машины при переходе от одной резонансной частоты к другой. Получены расчетные выражения, позволяющие производить количественную и качественную прогнозную оценку величины коэффициента потерь в холодильной машине на низких и высоких частотах.

Ключевые слова: холодильная машина, конструктивные потери, коэффициент поглощения, коэффициент потерь, частота, регрессионная кривая.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 07.09.2024, одобрена после рецензирования 13.11.2024, принята к печати 20.11.2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-72-78

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Рыков С. А., Рыков С. В., Кудрявцева И. В. Диссипативные характеристики холодильных машин. // Вестник Международной академии холода. 2024. № 4. С. 72–78. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-72-78

Dissipative characteristics of refrigerating machines

Ph. D. S. A. RYKOV¹, Ph. D. S. V. RYKOV^{2*}, Ph. D. I. V. KUDRYAVTSEVA²

¹St. Petersburg State Maritime Technical University (SMTU)

²ITMO University

*E-mail: togg1@yandex.ru

The research of vibroacoustic characteristics for refrigerating machines is carried out, in particular, the aspects concerning the process of vibration energy dissipation in refrigerating machines are considered. It is shown that one of the main parameters influencing the value of the acoustic and vibration field created by the refrigeration machine during its operation is the value of the loss coefficient in the machine elements. The study of the dissipation nature in a structure is carried out using a mathematical model. The reasons leading to a jump-like change of the loss coefficient values at its experimental determination, which are connected with the change of the contribution of separate elements in the refrigeration machine at the transition from one resonance frequency to another, are analyzed. The theoretical expressions allowing to make quantitative and qualitative predictive estimation of the loss factor in the refrigeration machine at low and high frequencies are obtained.

Keywords: refrigerating machine, structural losses, absorption coefficient, loss coefficient, frequency, regression curve.

Article info:

Received 07/09/2024, approved after reviewing 13/11/2024, accepted 20/11/2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-72-78

Article in Russian

For citation:

Rykov S. A., Rykov S. V., Kudryavtseva I. V. Dissipative characteristics of refrigerating machines. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 4. p. 72-78. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-72-78

Введение

Холодильные машины являются инженерными системами повышенной шумности и вибрацией, которые пагубно влияют на экологию окружающей среды, здоровье обслуживающего персонала и работоспособность конструкции в целом.

На величину вибрации и излучаемого шума влияют:

— источники виброактивности, такие как электромоторы, соединительные муфты, насосы [1]–[3], установленные в холодильные машины;

— особенности конструкции не виброактивных компонентов холодильных машин, таких как корпус, стеллажи, трубопроводы и т. д.

Для выявления узлов, влияющих на виброактивность механизмов, используют различные средства вибродиагностики [1, 4–9].

Для снижения вибрации и излучения звука невиброактивных компонентов холодильных машин в широком диапазоне частот используются:

— вибродемпфирующие покрытия [10]–[12];

— мобильные демпферы в виде локальных клиновых вибропоглотителей [13]–[15].

Эффективность широкополосного снижения шума и вибрации холодильных машин зависит от величины демпфирующей способности ее элементов, то есть способности конструкции к тепловому рассеиванию вибрационной энергии, распространяющейся по элементам холодильной машины. Численной характеристикой диссипативных свойств конструкции является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) коэффициента потерь (поглощения). Одним из важных характеристик при проектировании холодильных машин является возможность прогнозировать АЧХ конструкции.

Холодильные машины представляют собой сложную многоэлементную инженерную конструкцию, состоящую из корпуса, электродвигателей, системы охлаждения, камер и других элементов. Для расчета структурной вибрации, воздушного шума, виброизоляции механизмов и так далее необходимо уметь рассчитывать их диссипативные характеристики.

Исследованию диссипативных характеристик посвящено большое количество научных работ [10–12, 16–23].

Экспериментальные исследования коэффициентов потерь сложных инженерных конструкций, таких как, механизмы, моторы, корпусные конструкции агрегатов различного назначения показали, что:

— величина коэффициента потерь скачкообразно изменяется при переходе от одной резонансной частоты к другой резонансной частоте;

— величина коэффициента потерь с ростом частоты колеблется относительно некоторой регрессионной кривой;

— разброс значений коэффициента потерь с ростом частоты относительно регрессионной кривой уменьшается.

Во многих работах рассматривались вопросы, связанные с конструкционными потерями энергии, например в инженерных конструкциях [12, 15, 17, 18, 24–31]. Конструкционными потерями являются необратимые потери энергии на любых неоднородностях, которые со-
держатся в конструкции, будь то сварка, заклепки, шпон-

ки, штифты, неоднородные вкрапления металла, газовые пузырьки, резьбовые и другие соединения элементов конструкции. Важно выяснить, на каких неоднородностях рассеивается большая часть активной энергии.

Необходимо выяснить причины, вызывающие скачкообразное изменение величины измеряемого коэффициента потерь и влияние неоднородного состава на диссипативные характеристики инженерной конструкции в целом.

Статья посвящена выявлению причин флуктуации значений, измеряемых коэффициента потерь в зависимости от частоты и получение общих зависимостей при прогнозном расчете АЧХ коэффициента потерь сложной инженерной конструкции, которой и является холодильная машина.

Математическая модель

Рассмотрим математическую модель представляющую собой балку, опертую по краям и состоящую из элементов с разными (скачкообразно изменяемыми) коэффициентами потерь. Другие параметры элементов балки одинаковы. К балке приложена по нормали точечная гармоническая сила (рис. 1).

Рассеиваемая вибрационная энергия в единицу времени на резонансной частоте в однородной балке с одинаковым по длине сечением можно представить в виде:

$$W_{\psi} = \frac{\psi \omega \int_L m \cdot \dot{\xi}(x, \omega_p)^2 dx}{2\pi}, \quad (1)$$

где L — длина балки; m — масса на единицу длины (погонная масса); $\dot{\xi}$ — скорость колебаний балки в точке с координатой x на резонансной частоте ω_p , рад/с; $\psi = 2\pi \cdot \eta$ — коэффициент поглощения энергии колебаний в однородной балке; η — коэффициент потерь, круговая частота (рад/с).

Для диссипативно неоднородной конструкции выражение (1) можно записать в виде:

$$W_{\psi} = \frac{\sum_{i=1}^N \omega \psi_i \int_{l_i} m_i \cdot \dot{\xi}(x, \omega_p)^2 dx}{2\pi}, \quad (2)$$

где i — индекс элемента конструкции; l_i — длина элемента балки, в пределах которого $\psi_i = \text{const}$; N — число элементов балки с разными диссипативными характеристиками.

Выражение (2) запишем в виде:

$$W_{\psi} = \frac{\psi_{\Sigma} \omega \int_L m \cdot \dot{\xi}(x, \omega_p)^2 dx}{2\pi}, \quad (3)$$

где ψ_{Σ} — коэффициент потерь, характеризующий диссипативные характеристики анизотропной балки в целом.

Из сравнения выражений (2) и (3) получим:

$$\psi_{\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^N \psi_i \int_{l_i} m_i \cdot \dot{\xi}(x, \omega_p)^2 dx}{\int_L m \cdot \dot{\xi}(x, \omega_p)^2 dx}. \quad (4)$$

Однако выражение (4) носит слишком общий характер, что затрудняет его анализ.

Для получения конкретных расчетных оценок рассмотрим модель, представляющую собой балку с постоянным сечением по длине, шарнирно опертую по краям и возбуждаемую нормальной гармонической сосредоточенной силой. Балка состоит из i -элементов разной длины, отличающихся величиной коэффициента потерь, а именно, участки балки, материал которых не изменивший свою структуру и участки балки материал которых изменил свою структуру в результате сварки. Все остальные характеристики (модуль Юнга, момент инерции поперечного сечения балки, площадь поперечного сечения балки, погонная масса) неоднородных элементов одинаковые.

Амплитуда скорости вынужденных колебаний сечений по длине балки описывается выражением [18, 19]:

$$\dot{\xi}(x, \omega_p) = \frac{2\omega F_0 L^3}{EJ\pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin\left(n\pi \frac{a}{L}\right)}{n^4} \chi_n \sin\left(n\pi \frac{x}{L}\right), \quad (5)$$

где ω — круговая частота вынужденных колебаний, рад/с; F_0 — нормальная вынуждающая сила; L — длина балки; E — модуль Юнга; $J = bh^3/12$ — момент инерции поперечного сечения балки; b — ширина балки; h — высота балки; a — координата приложения вынуждающей силы относительно левого края балки; $\chi_n = 1 / \left[1 - (\omega/\omega_n)^2\right]$ — коэффициент динамичности возмущающей силы; $\omega_n = (n\pi/L)^2 \sqrt{EJ/m}$ — резонансная частота, рад/с; n — номер тона резонансного колебания; $m = \rho S$ — погонная масса балки; $S = bh$ — площадь поперечного сечения балки.

Учитывая, что в рамках рассматриваемой модели колебания происходят на резонансных частотах и интерес представляет относительное смещение сечений друг относительно друга, то выражение (5) может быть упрощено до вида:

$$\dot{\xi}(x, n) = \sin\left(n\pi \frac{x}{L}\right), \quad (6)$$

где n — номер тона резонансного колебания, которое определяется из выражения $\sin(n\pi a/L) \neq 0$.

Учитывая (6), выражение (4) примет вид:

$$\Psi_{\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^N \psi_i m \int_{l_i} \sin\left(n\pi \frac{x}{L}\right)^2 dx}{m \int_L \sin\left(n\pi \frac{x}{L}\right)^2 dx}. \quad (7)$$

Выражение (7) на высоких частотах может быть упрощено.

Интеграл $\int_{l_i} \sin(n\pi x/L) dx$ при $n \rightarrow \infty$ равен:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \sin\left(n\pi \frac{x}{L}\right) dx \rightarrow \frac{x_{i+1} - x_i}{2} + \lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{L \cdot \sin\left(2n\pi \frac{x_i}{L}\right)}{4n\pi} - \frac{L \cdot \sin\left(2n\pi \frac{x_{i+1}}{L}\right)}{4n\pi} \right). \quad (8)$$

Учитывая, что при $x_i > 0$ и $x_{i+1} > 0$:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{L \cdot \sin\left(2n\pi \frac{x_i}{L}\right)}{4n\pi} - \frac{L \cdot \sin\left(2n\pi \frac{x_{i+1}}{L}\right)}{4n\pi} \right) \rightarrow 0, \quad (9)$$

окончательно выражение (7) на высоких частотах асимптотически стремится к виду:

$$\Psi_{\Sigma ac} = \frac{\sum_{i=1}^N \psi_i M_i}{M_{\Sigma}}, \quad (10)$$

где $M_i = m \cdot \Delta x_i$ — масса однородного элемента балки; $M_{\Sigma} = m \cdot L$ — масса балки.

Результаты исследования

Расчетные оценки по определению коэффициентов поглощения анизотропной балки получены для шарнирно опертой призматической стальной балки (рис. 1) с параметрами: $L = 1$ м — длина балки; $b = 0,02$ м — ширина балки; $h = 0,05$ м — высота балки; $\rho = 7800$ кг/м³ — удельный вес материала балки; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па — модуль Юнга; $J = bh^3/12 = 2,1 \cdot 10^{-7}$ м⁴ — момент инерции поперечного сечения балки; $\eta = 10^{-4}$ — коэффициент потерь материала балки; $\eta = 10^{-3}$ — коэффициент потерь диссипативно анизотропных элементов; $n = 14$ — количество резонансных частот в расчете.

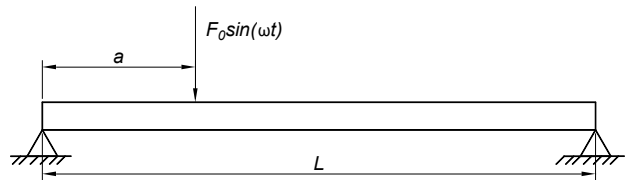


Рис. 1. Расчетная математическая модель — шарнирно опертая балка под действием сосредоточенной гармонической силы

Fig. 1. Calculation mathematical model: hinged beam under the action of concentrated harmonic force

Расчет коэффициентов поглощения диссипативно анизотропной балки проводился при трех вариантах приложения гармонической силы ($a = 0,5$, $a = 1/3$, $a = 0,25$). Точка расчета совпадала с точкой приложения силы.

Рассмотрены следующие варианты исполнения исследуемой конструкции. В таблицах приведены линейные размеры элементов и значения коэффициентов потерь в этих элементах ($\eta_i = \psi_i / 2\pi$), расположенных последовательно, начиная с левого края балки.

Вариант 1. Анизотропная балка состоит из трех элементов, в том числе один элемент с измененной структурой длиной 0,2 м, расположенный по центру. Результаты расчета приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Вариант 2. Анизотропная балка состоит из трех элементов, в том числе один элемент с измененной структурой длиной 0,2 м, расположенный вблизи левой опоры. Результаты расчета приведены в табл. 2 и на рис. 3.

Вариант 3. Анизотропная балка состоит из трех элементов, в том числе один элемент с измененной структурой длиной 0,4 м расположенный в центре. Результаты расчета приведены в табл. 3 и на рис. 4.

Таблица 1
Геометрические и диссипативные характеристики балки (вариант 1)

Table 1
Geometrical and dissipative characteristics of the beam (variant 1)

№ <i>i</i> -го элемента	1	2	3
Δx_i , м	0,4	0,2	0,4
$\eta_i \cdot 10^{-3}$	0,1	1	0,1

Таблица 3
Геометрические и диссипативные характеристики балки (вариант 3)

Table 3
Geometrical and dissipative characteristics of the beam (variant 3)

№ <i>i</i> -го элемента	1	2	3
Δx_i , м	0,3	0,4	0,3
$\eta_i \cdot 10^{-3}$	0,1	1	0,1

Таблица 2
Геометрические и диссипативные характеристики балки (вариант 2)

Table 2
Geometrical and dissipative characteristics of the beam (variant 2)

№ <i>i</i> -го элемента	1	2	3
Δx_i , м	0,15	0,2	0,65
$\eta_i \cdot 10^{-3}$	0,1	1	0,1

Таблица 4
Геометрические и диссипативные характеристики балки (вариант 4)

Table 4
Geometrical and dissipative characteristics of the beam (variant 4)

№ <i>i</i> -го элемента	1	2	3	4	5
Δx_i , м	0,28	0,1	0,23	0,1	0,29
$\eta_i \cdot 10^{-3}$	0,1	1	0,1	1	0,1

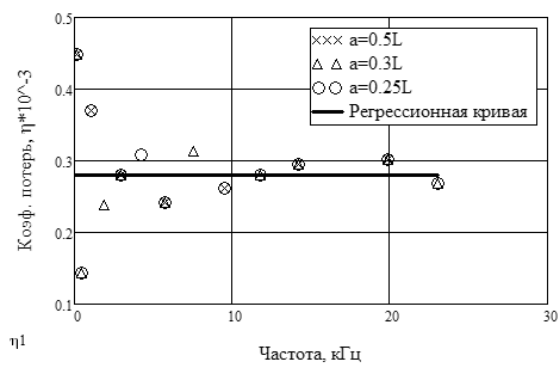


Рис. 2. Коэффициент потерь в балке (вариант 1).
Символы — расчет по (7), сплошная линия — расчет по (10)
Fig. 2. Loss coefficient inside the beam (variant 1).
Symbols — calculation according to (7), solid line — calculation according to (10)

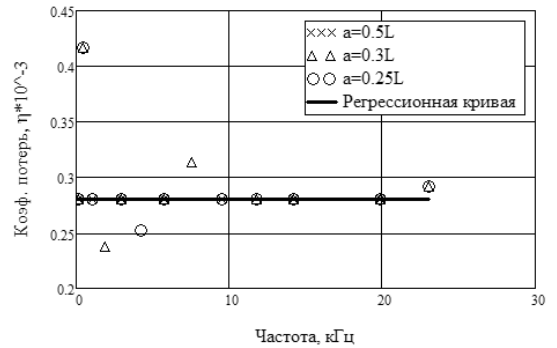


Рис. 3. Коэффициент потерь в балке (вариант 2).
Символы — расчет по (7), сплошная линия — расчет по (10)
Fig. 3. Loss coefficient inside the beam (variant 2).
Symbols — calculation according to (7), solid line — calculation according to (10)

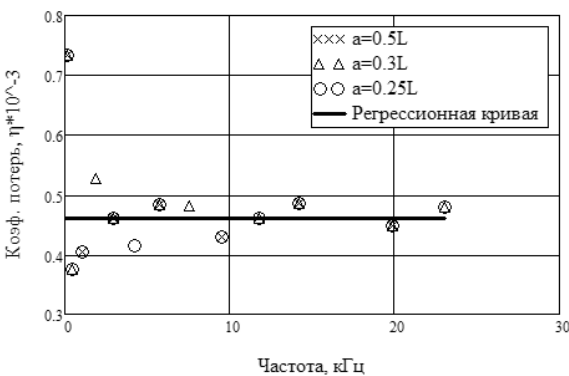


Рис. 4. Коэффициент потерь в балке (вариант 3).
Символы — расчет по (7), сплошная линия — расчет по (10)
Fig. 4. Loss coefficient inside the beam (variant 3).
Symbols — calculation according to (7), solid line — calculation according to (10)

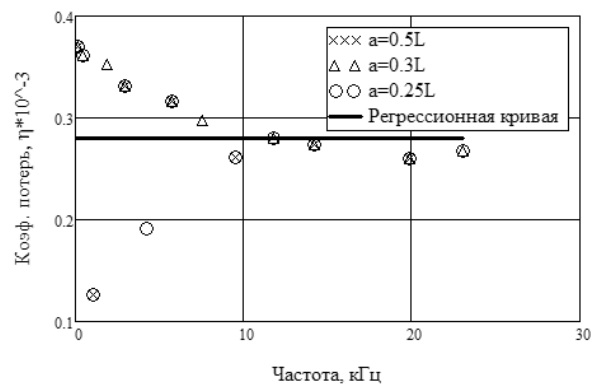


Рис. 5. Коэффициент потерь в балке (вариант 4).
Символы — расчет по (7), сплошная линия — расчет по (10)
Fig. 5. Loss coefficient inside the beam (variant 4).
Symbols — calculation according to (7), solid line — calculation according to (10)

Вариант 4. Анизотропная балка состоит из пяти элементов, в том числе двух элементов с измененной структурой общей длиной 0,2 м расположенных на расстоянии 1/3 и 2/3 от левого края балки. Результаты расчета приведены в табл. 4 и на рис. 5.

Анализ результатов расчетов показывает, что разброс значений коэффициента потерь при наличии единичных участков с измененной структурой в балке (рис. 2–5), с низких частот к высоким частотам резко уменьшается и находится в пределах 10 % от величины $\psi_{\Sigma ac} / 2\pi$.

При смещении единичного участка с измененной структурой на край балки (рис. 3) наблюдается существенное снижение разброса значений коэффициента потерь.

Увеличение длины участка с измененной структурой (рис. 2, 4) приводит к росту величины $\psi_{\Sigma ac} / 2\pi$, но в целом сохраняет характер разброса значений коэффициента потерь.

Указанные выше результаты хорошо согласуются с результатами экспериментальных измерений коэффициента потерь в анизотропных (конструктивно и диссипативно) инженерных конструкциях.

Регрессионная кривая коэффициента потерь, при наличии единичных участков с измененной структурой в балке (рис. 2–5), не зависит от частоты и равна $\psi_{\Sigma ac} / 2\pi$.

Таким образом, величина коэффициента потерь ψ_{Σ} , полученного при расчете с ростом частоты стремится к некоторой средней величине $\psi_{\Sigma ac}$. Экспериментальные данные показывают, что на высоких частотах значение коэффициента потерь асимптотически стремится к коэффициенту потерь в материале однородного элемента, в котором производится измерение коэффициента потерь. В математической модели не учитывается отражение вибрационной энергии от границ конструктивно или диссипативно неоднородных участков конструкции. С учетом сказанного выше, выражение (10) может быть записано в виде:

$$\psi_{\Sigma ac} = \frac{\psi_0 M_0 + \sum_{i=1}^{N-1} \tau_i \psi_i M_i}{M_0 + \sum_{i=1}^{N-1} \tau_i M_i}, \quad (11)$$

где ψ_0 — коэффициент поглощения однородного элемента конструкции в котором измеряется коэффициент потерь; M_0 — масса однородного элемента; τ_i — коэффициент отражения вибрационной энергии на границах анизотропных участков. С ростом частоты величина $\tau_i \rightarrow 0$, а $\psi_{\Sigma ac} \rightarrow \psi_0$.

Выражения (10), (11) могут быть использованы для прогнозных оценок АЧХ коэффициента потерь холодильной машины. В выражениях ψ_0 — АЧХ конструктивного элемента холодильной машины в котором производится регистрации коэффициента потерь, M_0 — масса конструктивного элемента, τ_i — коэффициент отражения вибрационной энергии от узла соединения элемента конструкции, ψ_i — АЧХ конструктивного элемента холодильной машины в котором производится регистрации коэффициента потерь i -ого элемента холодильной машины, M_i — масса i -ого элемента холодильной машины.

Заключение и выводы

Холодильные машины являются активным источником акустических и вибрационных полей, отрицательно влияющих на экологию и обслуживающий персонал. Одним из основных параметров, влияющих на виброактивность холодильных машин, является их способность рассеивать вибрационную энергию, возникающую при их работе. Поэтому возможность оценки диссипативных характеристик является важным. Холодильные машины с физической точки зрения представляют собой диссипативно неоднородные структуры. Анализ физических процессов, протекающих при тепловом рассеянии энергии в диссипативно неоднородных структурах, исследовался на математической модели представляющую собой опертую по краям балку с дискретным распределением по длине участков с разными коэффициентами потерь.

На основе расчетных оценок, проведенных на математической модели, можно сделать следующие выводы.

1. Скачкообразное изменение величины коэффициента потерь в зависимости от частоты относительно регрессионной кривой обусловлено анизотропией диссипативных свойств холодильной машины.

2. Значение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) коэффициента потерь в холодильной машине на низких частотах можно оценить по формуле (10).

3. На высоких частотах расчет АЧХ коэффициента потерь необходимо проводить по формуле (11), учитывающей величину коэффициента отражения вибрационной энергии на границах неоднородных (обычно это функциональные элементы) элементов холодильных машин.

4. Для получения прогнозных оценок АЧХ проектируемых холодильных машин необходимо иметь экспериментально измеренные регрессионные зависимости коэффициента потерь от частоты ее основных узлов в отделимости.

Литература

1. Kudryavtseva I. V., Rykov S. A., Rykov S. V. Vibration-isolating ball-type clutch as a source of increased vibration activity in the system: amortized mechanism — shaft line // *Akustika*. 2021. V. 39. P. 179–184.
2. Справочник по контролю промышленных шумов. под ред. д-ра техн. наук В. В. Ключева. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.
3. Справочник по технической акустике. Под ред. М. Хекла и Х. А. Мюллера. Л.: Судостроение, 1980. 440 с.

References

1. Kudryavtseva I. V., Rykov S. A., Rykov S. V. Vibration-isolating ball-type clutch as a source of increased vibration activity in the system: amortized mechanism — shaft line. *Akustika*. 2021. V. 39. P. 179–184.
2. Handbook of industrial noise control. edited by Dr. Tech. Sciences V. V. Klyueva. M.: Mechanical Engineering, 1979. 447 c. (in Russian)
3. Handbook of technical acoustics. Edited by M. Heckle and H. A. Muller. L.: Shipbuilding, 1980. 440 p. (in Russian)

4. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов. Л.: Судостроение, 1986. 232 с.
5. Бершадский С. А. Снижение вибрации и шума поршневых компрессоров. Л.: Судостроение, 1990. 272 с.
6. Калявин В. П., Мозгалеvский А. В. Технические средства диагностики. Л.: Судостроение, 1984. 208 с.
7. Попков В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. Л.: Судостроение, 1974. 224 с.
8. Попков В. И., Мышинский Э. Л., Попков О. И. Виброакустическая диагностика в судостроении. Л.: Судостроение, 1989. 256 с.
9. Rykov S. A., Kudryavtseva I. V., Rykov S. V. Vibration modulation causes at rotation frequency in rotary machines // *Akustika*. 2019. V. 32. P. 151–157.
10. Никифоров А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций. справочник. Л.: Судостроение, 1990. 200 с.
11. Никифоров А. С., Будрин С. В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. Л.: Судостроение, 1968. 216 с.
12. Вибрации в технике. В 6-ти т., т. 6 / под ред. чл.-кор. АН СССР К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981.
13. Рыков С. А., Рыков С. В. Критерии оценки эффективности мобильных демпферов, установленных на пластинчатых поверхностях холодильных машин // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 2. С. 8–16.
14. Рыков С. А., Кудрявцева И. В., Рыков С. В. Мобильные широкополосные демпферы для демпфирования колебаний пластинчатых конструкций // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 90–97.
15. Рыков С. А., Рыков С. В. Выбор рациональной конструкции мобильного демпфера для пластинчатых конструкций холодильных машин // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 1. С. 51–58.
16. Ляпунов В. Т., Никифоров А. С. Виброизоляция в судовых конструкциях. Л.: Судостроение, 1975.
17. Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. // Материалы XIII республиканской научной конференции. Киев: Наукова Думка, 1985.
18. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. М.: Мир, 1971.
19. Шаров Я. Ф. Колебания и излучения корпусных конструкций. Часть 2. Ленинград: ЛКИ, 1976. 113 с.
20. Бородинский Л. С., Спиридонов В. М. Снижение структурного шума в судовых помещениях. Л.: Судостроение, 1974. 220 с.
21. Никифоров А. С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979. 184 с.
22. Канаев Б. А., Тартаковский Б. Д. К вопросу о демпфировании колебаний неизолированных структур // Акустический журнал. 1982. Т. 28. С. 561–564.
23. Ионов А. В. О понятиях и методах измерения коэффициентов потерь сложных пространственных структур. В кн.: Материалы научно-технического краткосрочного семинара «Акустическая изоляция помещений и оборудования в промышленности и на транспорте». Л., 1985. С. 38–46.
24. Бурман З. И., Лукашенко В. Н., Тимофеев М. Т. Расчет тонкостенных подкрепленных оболочек методом конечных
4. Moek E., Strikert H. Technical diagnostics of marine machines and mechanisms. L.: Shipbuilding, 1986. 232 p. (in Russian)
5. Bershadsky S. A. Reduction of vibration and noise of reciprocating compressors. L.: Shipbuilding, 1990. 272 p. (in Russian)
6. Kalyavin V. P., Mozgalevsky A. V. Technical diagnostic tools. L.: Shipbuilding, 1984. 208 p. (in Russian)
7. Popkov V. I. Vibroacoustic diagnostics and reduction of vibration activity of ship mechanisms. L.: Shipbuilding, 1974. 224 p. (in Russian)
8. Popkov V. I. Myshinsky E. L., Popkov O. I. Vibroacoustic diagnostics in shipbuilding. L.: Shipbuilding, 1989. 256 p. (in Russian)
9. Rykov S. A., Kudryavtseva I. V., Rykov S. V. Vibration modulation causes at rotation frequency in rotary machines. *Akustika*. 2019. V. 32. P. 151–157.
10. Nikiforov A. S. Acoustic design of ship structures. reference book. L.: Shipbuilding, 1990. 200 c. (in Russian)
11. Nikiforov A. S., Budrin S. V. Propagation and absorption of sound vibration on ships. L.: Shipbuilding, 1968. 216 p. (in Russian)
12. Vibrations in technology. In 6 volumes, vol. 6 / ed. chl.-cor. Academy of Sciences of the USSR K. V. Frolova. M.: Mechanical Engineering, 1981. (in Russian)
13. Rykov S. A., Rykov S. V. Criteria for evaluating the effectiveness of mobile dampers installed on plate surfaces of refrigerating machines. *Scientific Journal of ITMO Research University. Series: Refrigeration and air conditioning*. 2014. No. 2. pp. 8–16. (in Russian)
14. Rykov S. A., Kudryavtseva I. V., Rykov S. V. Mobile broadband dampers for vibration damping of plate structures. *Scientific Journal of the National Research University of ITMO. Series: Refrigeration and air conditioning*. 2014. No. 3. pp. 90–97. (in Russian)
15. Rykov S. A., Rykov S. V. Choosing a rational design of a mobile damper for plate structures of refrigerating machines. *Scientific Journal of ITMO Research University. Series: Refrigeration and air conditioning*. 2015. No. 1. pp. 51–58. (in Russian)
16. Lyapunov V. T., Nikiforov A. S. Vibration isolation in ship structures. L.: Shipbuilding, 1975. (in Russian)
17. Energy dissipation during vibrations of mechanical systems. Materials of the VIII Republican scientific conference. Kiev: Naukova Dumka, 1985. (in Russian)
18. Skushik E. Simple and complex oscillatory systems. M.: Mir, 1971. (in Russian)
19. Sharov Ya. F. Vibrations and radiation of hull structures. Part 2. Leningrad: LKI, 1976. 113 p. (in Russian)
20. Boroditsky L. S., Spiridonov V. M. Reduction of structural noise in ship premises. L.: Shipbuilding, 1974. 220 p. (in Russian)
21. Nikiforov A. S. Vibration absorption on ships. L.: Shipbuilding, 1979. 184 p. (in Russian)
22. Kanaev B. A., Tartakovsky B. D. On the issue of vibration damping of non-insulated structures. *Acoustic Journal*. 1982. Vol. 28. pp. 561–564. (in Russian)
23. Ionov A. V. On concepts and methods of measuring loss coefficients of complex spatial structures. In: Materials of the scientific and technical short-term seminar «Acoustic insulation of premises and equipment in industry and transport». L., 1985. pp. 38–46. (in Russian)
24. Burman Z. I., Lukashenko V. N., Timofeev M. T. Calculation of thin-walled reinforced shells by the finite element method

- элементов с применением ЭЦВМ. Казань: изд-во Казанского ун-та, 1973.
25. Вульфсон И. И. Исследование демпфирующих свойств конических, резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений. ОКБС МС и ИП, М. 1967.
 26. Вульфсон И. И., Сердюков Б. В. Экспериментальные исследования демпфирующей способности затянутых конических и резьбовых соединений. — В кн.: Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Киев: Наукова Думка, 1968.
 27. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М.: Мир, 1982.
 28. Палочкин С. В. Демпфирование колебаний в сварных соединениях. // Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 4.
 29. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960.
 30. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Киев: Наукова Думка, 1971.
 31. Решетов Д. Н., Левина Э. М. Демпфирование колебаний в деталях станков. — В кн.: Исследование колебаний металло-режущих станков при резании металлов. М.: Машгиз, 1958.
 - using ECM. Kazan: Publishing house of the Kazan University, 1973. (in Russian)
 25. Wolfson I. I. Investigation of damping properties of conical, threaded, keyed and splined joints. OKBS MS and IP, M. 1967. (in Russian)
 26. Wolfson I. I., Serdyukov B. V. Experimental studies of the damping ability of tightened conical and threaded connections. — In the book: Energy dissipation during vibrations of elastic systems. Kiev: Naukova Dumka, 1968. (in Russian)
 27. Levina Z. M., Reshetov D. N. Contact stiffness of machines. Moscow: Mir, 1982. (in Russian)
 28. Palochkin S. V. Vibration damping in welded joints. *News of universities. Mechanical engineering*. 1981, No. 4. (in Russian)
 29. Panovko Ya. G. Internal friction during vibrations of elastic systems. M.: Fizmatgiz, 1960. (in Russian)
 30. Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V. Vibration-absorbing properties of structural materials. Kiev: Naukova Dumka, 1971. (in Russian)
 31. Reshetov D. N., Levina E. M. Vibration damping in machine parts. — In the book: Investigation of vibrations of metal-cutting machines when cutting metals. M.: Mashgiz, 1958. (in Russian)

Сведения об авторах

Рыков Сергей Алексеевич

К. т. н., Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (ГМТУ) 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, n_1_all@mail.ru

Рыков Сергей Владимирович

К. т. н., Университет ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, togg1@yandex.ru

Кудрявцева Ирина Владимировна

К. т. н., доцент научно-образовательного центра математики Университета ИТМО, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Information about authors

Rykov Sergey A.

Ph. D., St. Petersburg State Maritime Technical University (SMTU), Lotsmanskaya Ulitsa, 3, Sankt-Peterburg, 190121 Russia n_1_all@mail.ru

Rykov Sergey V.

Ph. D., ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, togg1@yandex.ru

Kudryavtseva Irina V.

Ph. D., Associate Professor of the Scientific and Educational Center of Mathematics of ITMO University, 49 Kronverksky Pr., St. Petersburg, 197101 Russia.



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»

О Перечне рецензируемых научных изданий

Вестник Международной академии холода, включенный в Перечень рецензируемых научных изданий (по состоянию на 30.10.2024 г.) под № 557, принимает статьи по следующим научным направлениям:

- 1.3.2. Приборы и методы экспериментальной физики.
- 1.3.8. Физика конденсированного состояния.
- 1.3.10. Физика низких температур.
- 1.3.14. Теплофизика и теоретическая теплотехника.
- 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника.
- 2.4.8. Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники.
- 4.3.1 Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса.
- 4.3.3. Пищевые системы.
- 4.3.5. Биотехнология продуктов питания и биологически активных веществ.

Подробная информация на сайте ВАК РФ в разделе "Документы" – "Рецензируемые издания"

https://vak.minobrnauki.gov.ru/documents#tab=_tab:editions~