

ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 3 (32)
2020



16+

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ВОЛГ 90
лет
ТГУ



Издается
с января 2004 г.

ISSN 2500-0586

Главный редактор журнала
В. И. Лысак – академик РАН,
д-р техн. наук, профессор

Редакционная коллегия:

И. И. Артюхов – д.т.н., проф., СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
Е. В. Балакина – д.т.н., проф., ВолгГТУ
А. В. Баранов – д.ф.м.н., проф.,
РГУ нефти и газа, г. Москва
А. Б. Голованчиков – д.т.н., проф., ВолгГТУ
А. Е. Городецкий – д.т.н., проф., ИПМаш
РАН, г. Санкт-Петербург
А. П. Дармания – д.т.н., проф. ВГАУ,
г. Волгоград
А. М. Иванов – д.т.н., проф.,
МГТУ (МАДИ), г. Москва
А. В. Келлер – д.т.н., проф. НАМИ, г. Москва
В. В. Кортаев – д.т.н., проф., ИТМО,
г. Санкт-Петербург
О. Г. Котиев – д.т.н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. А. Львов – д.т.н., проф., СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
Мертен Клеменс – д.т.н., проф.,
университет г. Штутгарт, Германия
В. А. Марков – д.т.н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. Е. Новиков – д.т.н., проф., ВолгГТУ
Б. В. Скворцов – д.т.н., проф., СГАУ
им. академика С. П. Королева, г. Самара
Е. А. Федянов – д.т.н., проф., ВолгГТУ
В. Т. Фомичев – д.т.н., проф., ВолгГТУ
А. Н. Шилин – д.т.н., проф., ВолгГТУ

Ответственный секретарь
П. С. Васильев – к.т.н., доц.

Журнал распространяется
по подписке.
Индекс журнала по каталогу
Агентства «Роспечать»
для Российской Федерации –
94193(ОК+ЭК).

Тел. издательства ВолгГТУ:
+7 (8442) 24-84-08
+7 (8442) 24-84-05
e-mail: zavrio@vstu.ru

Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт научно-технический журнал

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых
коммуникаций (Роскомнадзор)
ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.

№ 3 (32)
Сентябрь
2020

УЧРЕДИТЕЛЬ:
ФГБОУ высшего образования
«Волгоградский государственный технический
университет»
Периодичность: четыре раза в год

Адрес редакции:
РФ, 400005, Волгоград, пр. В.И. Ленина, 28
Гл. редактор: телефон: – +7 (8442) 23-00-76
e-mail: rector@vstu.ru

Отв. секретарь: телефон: – +7 (8442) 24-84-31
e-mail: pahp@vstu.ru

Официальный сайт Учредителя: www.vstu.ru

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Авторское право на журнал в целом принадлежит
Учредителю, на отдельные статьи – сохраняется за авторами

*Перепечатка из журнала «Энерго- и ресурсосбережение:
промышленность и транспорт» категорически запрещена без
оформления договора в соответствии с действующим
законодательством РФ*

*При перепечатке материалов ссылка на журнал «Энерго-
и ресурсосбережение: промышленность и транспорт» обязательна*

Статьи печатаются бесплатно



Published since
January 2004 г.

ISSN 2500-0586

Editor-in-chief

V. I. Lysak – Academician of
RAS Academician of RAS,
D. Sc. (Technical), Professor

Editorial Board:

I. I. Artuchov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU, Saratov
E. V. Balakina – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
A. V. Baranov – D. Sc. (Physical and Math.),
Prof., Gubkin University, Moscow
A. B. Golovanchikov – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
A. E. Gorodetskij – D. Sc. (Engineering),
Prof., IPME, St. Petersburg
A. P. Darmanyan – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSAU, Volgograd
A. M. Ivanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
MADI, Moscow
A. V. Keller – D. Sc. (Engineering), Prof.,
NAMI, Moscow
V. V. Korotaev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
ITMO University, St. Petersburg
O. G. Kotiev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. A. L'vov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU, Saratov
M. Clemens – D. Sc. (Engineering), Prof.,
University of Stuttgart, Germany
V. A. Markov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. E. Novikov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
B. V. Skvortsov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
Samara University, Samara
E. A. Fedyanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
B. T. Fomichev – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
A. N. Shilin – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd

Executive Secretary
P. S. Vasilyev – PhD, Associate Prof.

The journal is distributed by subscription.
Index of the journal in the catalogue
of the Agency «Rospechat» for the Russian
Federation – 94193(OK+OK).

VSTU Publisher tel.:

+7 (8442) 24-84-08

+7 (8442) 24-84-05

e-mail: zavrio@vstu.ru

© Volgograd State Technical University,

«Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport», 2020

Energo- i resursosberezhenie:

Promyshlennost' i transport

(Energy and Resource Saving:
Industry and Transport)
science-technical journal

Journal is registered in the Federal Service for supervision
of communications, information technology and mass media
(Roscomnadzor) registration certificate:
ПН .N° (ФЧ77-64543, registration date: 22 January 2016

№ 3 (32)
September
2020

FOUNDER:

**Federal State Budgetary Educational Institution of Higher
Education «Volgograd State Technical University»**

Periodicity: four times per year

Editorial office address:

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28. Editor-In-Chief:
tel.: +7 (8442) 23-00-76 e-mail: rector @vstu.ru

Executive Secretary: +7 (8442) 24-84-31 e-mail:
pahp@vstu.ru

Official website: www.vstu.ru

Published by the decision of editorial review board of Volgograd State
Technical University

***The copyright for the journal in general belongs to the Founder, for separate
articles – retained by the authors.***

*Reprint from the journal «Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost'
i transport » is strongly forbidden -without conclusion of an agreement in accord-
ance with the current legislation of the Russia Federation.*

*When reprint the materials, the citation to the journal «Energo- i
resursosberezhenie: promyshlennost' i transport» is obligatory*

The articles are published for free.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

Долотов А. А. 19, 25, 32
Искалиев А. И. 12, 19, 25, 40
Ляшенко М. В. 12, 19, 32, 40
Потапов П. В. 12, 25, 32
Шеховцов В. В. 12, 19, 25, 32, 40
Яблонский В. О. 6

AUTHOR INDEX

Dolotov A. A. 19, 25, 32
Iskaliev A. I. 12, 19, 25, 40
Lyashenko M. V. 12, 19, 32, 40
Potapov P. V. 12, 25, 32
Shehovtsov V. V. 12, 19, 25, 32, 40
Yablonskii V. O. 6

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Яблонский В. О.

Моделирование сепарации частиц твердой фазы из вязкопластической среды в гидроциклоне.....	6
---	---

Часть 2. ТРАНСПОРТ

Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Искалиев А. И.

Способы рекуперации энергии колебаний в подвесках сидений колесных и гусеничных машин.....	12
---	----

Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Искалиев А. И., Долотов А. А.

Экспериментальные исследования для определения максимального коэффициента передачи сиденья.....	19
--	----

Шеховцов В. В., Искалиев А. И., Потапов П. В., Долотов А. А.

Обоснование технических решений устройств с рекуперацией энергии для виброзащиты оператора колесных и гусеничных машин.....	25
--	----

Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Долотов А. А.

Анализ современных ресурсосберегающих технических решений подвесок сидений колесных и гусеничных машин.....	32
--	----

Ляшенко М. В., Шеховцов В. В., Искалиев А. И.

Анализ эффективности алгоритмов управления демпфированием в пневматических подвесках сидений.....	40
--	----

К сведению авторов.....	48
-------------------------	----

CONTENTS

Part 1. INDUSTRY

Yablonskii V. O.

MODELLING OF SEPARATION OF HARD PHASE PARTICLES FROM VISCOPLASTIC MEDIA IN HYDROCYCLONE.....	6
---	---

Part 2. TRANSPORT

Lyashenko M. V., Shehovtsov V. V., Potapov P. V., Iskaliev A. I.

METHODS FOR RECUPERATION OF VIBRATION ENERGY IN SEAT SUSPENSIONS OF WHEELED AND TRACKED VEHICLES.....	12
--	----

Lyashenko M. V., Shehovtsov V. V., Iskaliev A. I., Dolotov A. A.

EXPERIMENTAL RESEARCH TO DETERMINE MAXIMAL COEFFICIENT OF TRANSMISSIBILITY OF THE SEAT SUSPENSION.....	19
---	----

Shehovtsov V. V., Iskaliev A. I., Potapov P. V., Dolotov A. A.

ANALYSIS OF METHODS AND TECHNICAL SOLUTIONS FOR VIBRATION PROTECTION OF OPERATOR OF WHEELED AND TRACKED VEHICLES.....	25
---	----

Lyashenko M. V., Shehovtsov V. V., Potapov P. V., Dolotov A. A.

ANALYSIS OF SUSPENSION METHODS AND DESIGNS OF SEAT SUSPENSIONS FOR WHEELED AND TRACKED VEHICLES.....	32
--	----

Lyashenko M. V., Shehovtsov V. V., Iskaliev A. I.

ANALYSIS OF EFFICIENCY OF CONTROL ALGORITHMS OF DAMPING IN AIR SEAT SUSPENSIONS.....	40
---	----

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 621.928.37

В. О. Яблонский

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЕПАРАЦИИ ЧАСТИЦ ТВЕРДОЙ ФАЗЫ ИЗ ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ СРЕДЫ В ГИДРОЦИКЛОНЕ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: pahp@vstu.ru

Выполнено численное моделирование процесса сепарации частиц твердой фазы при разделении суспензий, обладающих нелинейновязкопластическими реологическими свойствами, в цилиндрикоконическом гидроциклоне. Дифференциальное уравнение движения частицы твердой фазы решено численным методом. Построены траектории движения частиц твердой фазы при разделении суспензий с различными реологическими свойствами. Установлено влияние пластических свойств суспензии на процесс сепарации.

Ключевые слова: нелинейновязкопластическая суспензия, пластические свойства, псевдопластическая жидкость, сепарация, цилиндрикоконический гидроциклон, фактор разделения, степень сгущения, предельное напряжение сдвига, число пластичности.

V. O. Yablonskii

MODELLING OF SEPARATION OF HARD PHASE PARTICLES FROM VISCOPLASTIC MEDIA IN HYDROCYCLONE

Volgograd State Technical University

The numerical modelling of hard phase particles separation in nonlinear viscoplastic suspensions in cylindroconical hydrocyclone is carried out. Differential equation of hard phase particle motion is solved by numerical method. The trajectories of hard phase particles for suspensions with different rheological properties are defined. The influence of plastic properties of suspension on the process of separation is determined.

Keywords: nonlinear *viscoplastic* fluid, plastic properties, pseudoplastic fluid, plastic properties, separation, cylindroconical hydrocyclone, separation factor, cleaning factor, bound shear stress, number of plasticity.

Сепарация частиц твердой фазы из суспензий в отстойниках при разделении высоковязких неньютоновских суспензий является неэффективной, так как требует большого времени пребывания частиц в аппарате и значительных площадей производственных помещений. В настоящее время для разделения высоковязких неньютоновских систем в промышленности широко применяются аппараты центробежного принципа действия, обеспечивающие высокую эффективность протекания разделительных процессов. Среди них выделяются гидроциклоны, позволяющие существенно сократить энергозатраты, снизить себестоимость и повысить качество продукции. Гидроциклоны обладают простотой устройства, высокой надежностью

и одновременно обеспечивают достаточно высокую степень извлечения частиц отделяемого вещества. К вязкопластическим средам, разделяемым в гидроциклонах, относятся буровые растворы, продукты биосинтеза и нефтепереработки.

В работах [1, 2] применительно к разделению сред, обладающих ньютоновскими реологическими свойствами, в гидроциклоне выявлена зависимость коэффициента осветления жидкости от режимных параметров процесса сепарирования. Однако принятие гипотезы о линейном распределении окружной составляющей скорости среды в радиальном направлении вносит существенные погрешности в полученные результаты.

Известные методы расчета показателей разделительного процесса в гидроциклоне [3–5] базируются на решении задач турбулентного переноса твердой фазы. В их основу положено уравнение радиального движения частиц в осесимметричном турбулентном потоке ньютоновской жидкости.

В настоящее время получено решение уравнения радиального движения частиц в различных конструкциях гидроциклонов с учетом действия на частицу силы инерции и ускорения Кориолиса [3], что позволяет осуществить расчет распределения частиц дисперсной фазы различной степени крупности и определить их содержание в целевых продуктах разделения.

В работе [4] выполнено математическое исследование течения в гидроциклоне вязкопластических буровых растворов, реологические свойства которых представлены линейной моделью Шведова – Бингама.

В работе [5] на основе полных уравнений гидродинамики Навье – Стокса проведено численное исследование структуры течения суспензии в гидроциклоне с использованием различных моделей турбулентности и сепарации несферических изометрических частиц в суспензии. Представлена математическая модель расчета показателей разделения частиц суспензии и поля их концентраций.

Однако примененные в указанных работах реологические модели не обеспечивают доста-

точно точного описания течения нелинейновязкопластических жидкостей, широко распространенных в промышленности, что (наряду с многочисленными упрощающими допущениями) вносит существенные погрешности в результаты моделирования, снижает точность и практическую значимость результатов.

В [6] разработана математическая модель течения пленки псевдопластической жидкости в цилиндрическом гидроциклоне, основанная на решении полных уравнений реодинамики, и проведено численное исследование течения. Описание разделительных процессов в гидроциклоне со свободно образующейся поверхностью нелинейновязкопластической жидкой фазы на основе решения полных уравнений реодинамики до сих пор не проведено и представляет значительный теоретический и прикладной интерес.

Целью данной работы является моделирование процесса сепарации частиц твердой фазы из вязкопластической дисперсионной среды в гидроциклоне и выявление влияния пластических свойств среды на показатели разделения при различных режимах работы аппарата.

В работе [7] сделано заключение, что к многофазным гетерогенным системам применимо реологическое уравнение состояния неньютоновской жидкости, которое обычно записывают в виде закона Гершеля – Балкли. Полагаем, что этим законом описываются свойства нелинейновязкопластической жидкости

$$\tau_{ij} = \left(\frac{\tau_0}{A} + kA^{n-1} \right) \gamma_{ij}, \quad (1)$$

$$A = \sqrt{2 \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{V_r}{r} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\phi}{\partial r} - \frac{V_\phi}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\phi}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2},$$

где τ_{ij} – компоненты тензора напряжений, Па; τ_0 – предельное напряжение сдвига, Па; γ_{ij} – компоненты тензора скоростей деформаций, с^{-1} ; A – интенсивность скоростей деформаций, с^{-1} ; n – показатель нелинейности кривой течения; k – индекс консистентности, $\text{Па} \cdot \text{с}^n$; r, ϕ, z – радиальная, окружная и осевая координаты соответственно.

Цилиндрический корпус гидроциклона состоит из цилиндрической камеры 1 и конической части 2 (рис. 1). Жидкость, тангенциально поступившая через входной патрубок 3 в цилиндрическую камеру 1, движется по спираль-

ной траектории по стенкам корпуса вниз, образуя вращающуюся пленку 4 с окружной V_ϕ , осевой V_z и радиальной V_r составляющими скорости. Образующаяся в процессе разделения осветленная фракция удаляется через верхний отводящий патрубок 5, сгущенная фракция отводится через песковой патрубок 6.

В соответствии с моделью течения в гидроциклоне [8] считаем что в условиях пленочного течения суспензий, обладающих нелинейновязкопластическими свойствами и характеризующихся высокой эффективной вязкостью, наблюдается ламинарный режим течения и осаждения частиц твердой фазы.

Полагаем, что твердая фаза разделяемой суспензии является монодисперсной, что при проведении моделирования процесса разделения для наиболее мелкой фракции позволит добиться заданной степени сгущения частиц твердой фазы. Силой инерции, действующей на частицу твердой фазы в осевом направлении, силой тяжести и выталкивающей силой Архимеда пренебрегаем, полагая, что осевая составляющая скорости частицы твердой фазы V_{zh} равна осевой составляющей скорости дисперсионной среды V_{zl} . Это допущение хорошо реализуется на практике ввиду того, что разделение в гидроциклонах суспензий с нелинейновязкопластической дисперсионной

средой, обладающей высокой эффективной вязкостью, протекает при больших значениях числа Fr (фактора разделения).

Принимая во внимание, что разделение суспензий с вязкопластической дисперсионной средой в гидроциклонах протекает в условиях, когда число Рейнольдса, характеризующее режим осаждения частицы твердой фазы, невелико, силой Магнуса можно пренебречь. При условии действия на частицу твердой фазы центробежной силы Архимеда, силы сопротивления и кориолисовой силы уравнение движения частицы твердой фазы в проекциях на оси r, φ имеет вид

$$\begin{aligned} V_{rh} \frac{\partial V_{rh}}{\partial r} + V_{zh} \frac{\partial V_{rh}}{\partial z} &= \frac{V_{\phi h}^2}{r} \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_h} \right) - \frac{3}{4} \frac{K_{fr} \rho_l (V_{rh} - V_{rl}) |V_{rh} - V_{rl}|}{\rho_h d_h \Phi(B)}, \\ V_{rh} \frac{\partial V_{\phi h}}{\partial r} + V_{zh} \frac{\partial V_{\phi h}}{\partial z} &= \frac{V_{\phi h} V_{rh}}{r} - \frac{3}{4} \frac{K_{f\phi} \rho_l (V_{\phi h} - V_{\phi l}) |V_{\phi h} - V_{\phi l}|}{\rho_h d_h \Phi(B)}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $K_{fr}, K_{f\phi}$ – коэффициенты сопротивления движению частицы в радиальном и окружном направлениях; $V_{\phi h}(r, z)$ – окружная составляющая скорости частиц твердой фазы, м/с; d_h – диаметр частиц твердой фазы, м; ρ_h, ρ_l – плотности частиц твердой фазы и дисперсионной среды, кг/м³; φ – окружная координата, град.

Коэффициент сопротивления при радиальном движении частицы в неньютоновской жидкости K_{fr} может быть вычислен с помощью эмпирической формулы [9]

$$K_{fr} = \frac{24 f_1(n)}{Re_{nr}} + \frac{f_2(n)}{(Re_{nr})^{f_3(n)}}, \quad (3)$$

где

$$f_1(n) = 3^{1,5(n-1)} \frac{2 + 29n - 22n^2}{n(n+2)(2n+1)},$$

$$f_2(n) = 10,5n - 3,5, \quad f_3(n) = 0,32n + 0,13,$$

$$Re_{nr} = \frac{\rho_l (d_h)^n (V_{rh} - V_{rl})^{2-n}}{k} \quad \text{– локальное число}$$

Рейнольдса, характеризующее режим осаждения частиц твердой фазы.

Коэффициент сопротивления при окружном движении частицы $K_{f\phi}$ вычисляется по аналогичным зависимостям, но в качестве характерной разности скоростей берется соответствующая разность скоростей частицы и жидкости в окружном направлении.

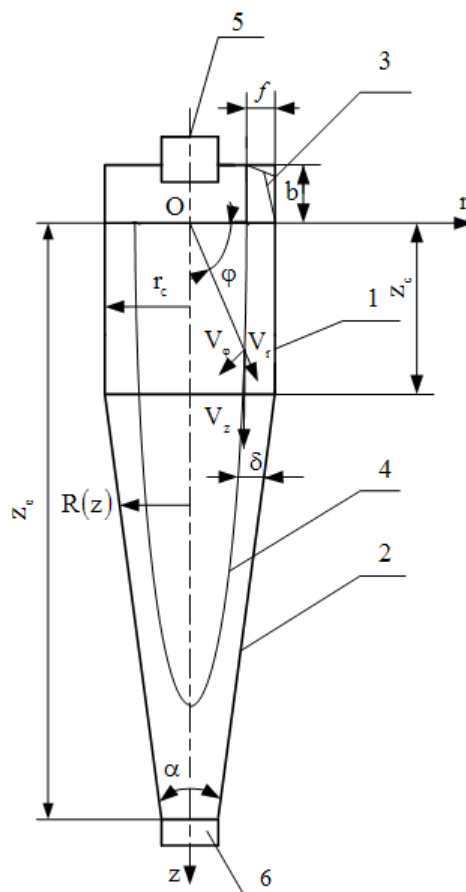


Рис. 1. Схема течения нелинейновязкопластической суспензии в цилиндрикоконическом гидроциклоне: 1 – цилиндрическая камера корпуса гидроциклона; 2 – коническая часть корпуса; 3 – входной патрубок; 4 – вращающаяся пленка жидкости; 5 – верхний отводящий патрубок; 6 – нижний песочный патрубок

Коэффициент $\Phi(B)$, учитывающий стесненность осаждения частиц, вычисляется по зависимости, предложенной В. И. Соколовым [10]:

$$\Phi(B) = 10^{-1,82(1-B)}. \quad (4)$$

где $B = 1 - \frac{c_0}{\rho_h}$ – часть единичного объема суспензии, занятая дисперсионной средой; c_0 – концентрация частиц твердой фазы во входном патрубке гидроциклона, кг/м³.

В соответствии с методом характеристик [11] система дифференциальных уравнений в частных производных (2) сводится к эквивалентной системе обыкновенных дифференциальных уравнений, которая может быть представлена в безразмерной форме

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dZ} &= \frac{G_h}{H_h}, \\ \frac{dG_h}{dZ} &= \frac{\Theta_h^2}{H_h R} (1-P) - \frac{3}{4} \frac{K_{fr} P (G_h - G_l) |G_h - G_l|}{D_h \Phi(B)}, \\ \frac{d\Theta_h}{dZ} &= \frac{\Theta_h G_h}{R} - \frac{3}{4} \frac{K_{f\phi} P (\Theta_h - \Theta_l) |\Theta_h - \Theta_l|}{D_h \Phi(B)}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $G_h(R, Z) = \frac{V_{rh}(r, z)}{U_0}$, $H_h(R, Z) = \frac{V_{zh}(r, z)}{U_0}$ и

$\Theta_h(R, Z) = \frac{V_{\phi h}(r, z)}{U_0}$ – безразмерные радиальная,

осевая и окружная составляющие скорости частиц твердой фазы; $\Theta_l(R, Z) = \frac{V_{\phi l}(r, z)}{U_0}$ и

$G_l(R, Z) = \frac{V_{rl}(r, z)}{U_0}$ – безразмерные окружная и

радиальная составляющие скорости дисперсионной среды; $C = \frac{c}{c_0}$ – относительная концентрация частиц твердой фазы; $P = \frac{\rho_l}{\rho_h}$ – пара-

метр плотности; $D_h = \frac{d_h}{r_c}$ – безразмерный диа-

метр частиц твердой фазы; $R = \frac{r}{r_c}$, $Z = \frac{z}{r_c}$ –

безразмерные радиальная и осевая координаты; U_0 – средняя скорость суспензии во входном патрубке гидроциклона, м/с; r_c – радиус цилиндрической камеры гидроциклона, м.

Граничное условие для системы обыкновенных дифференциальных уравнений (5) имеет вид:

$$Z_0 = 0, \quad 1 - F \leq R_0 \leq 1, \quad (6)$$

где Z_0 – начальное значение безразмерной осевой координаты; R_0 – начальное значение безразмерной радиальной координаты; $F = f/r_c$ – безразмерная ширина входного патрубка гидроциклона; f – ширина входного патрубка гидроциклона, м.

Система дифференциальных уравнений (5) решалась по методу Рунге – Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом.

На основании результатов моделирования полей составляющих скорости и давления при течении нелинейновязкопластической суспензии в цилиндроконическом гидроциклоне и последующей аппроксимации результатов, было выполнено моделирование движения частиц твердой фазы, которое заключалось в численном решении системы дифференциальных уравнений (5) при граничном условии (6) для различных значений определяющих чисел подобия и реологических свойств дисперсионной среды при изменении их в широком диапазоне.

Течение нелинейновязкопластической жидкости в гидроциклоне характеризуется [12] числом пластичности Pl , центробежным числом Фруда Fr (фактором разделения), модифицированным числом Рейнольдса Re_n , параметром безразмерного расхода Q , а также показателем нелинейности кривой течения n . Осаждение частицы в поле центробежных сил в неньютоновской дисперсионной среде характеризуется локальным числом Re_{nr} , изменяющимся вдоль траектории частицы. Ламинарный режим работы гидроциклона, при котором проводилось моделирование пленочного течения, существовал при значениях Re_n (определенному при характерном размере – радиусе цилиндрической камеры) в диапазоне до $12 \cdot 10^3$.

Результаты численного моделирования приведены на рис. 2, 3.

На рис. 2, а приведены траектории частиц твердой фазы при значениях $Pl = 0$; $Fr = 50$; $Re_n = 4 \cdot 10^3$; $Q_0 = 2.0 \cdot 10^{-2}$; $\alpha = 10^\circ$; $n = 0.6$; $k = 2.36 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$. Из анализа рис. 2, а следует, что наиболее интенсивное осаждение частиц твердой фазы в центробежном поле происходит в цилиндрической камере гидроциклона, где частицы твердой фазы находятся в зоне высоких значений окружной составляющей

щей скорости дисперсионной среды Θ_l вблизи поверхности пленки суспензии. В нижней зоне конической части корпуса происходит существенное утолщение пленки, возрастает радиальная составляющая скорости дисперсионной среды G_l , направленная к оси аппарата, в результате чего частицы удаляются от стенки корпуса. Среднеинтегральная степень сгущения частиц твердой фазы [12] в данном случае составила $S = 2.325$.

На рис. 2, б приведены траектории частиц твердой фазы при $Pl = 4.893 \cdot 10^{-3}$ и тех же зна-

чениях остальных параметров, что на рис. 2, а. Сопоставляя рис. 2, б и 2, а можно установить, что с увеличением числа пластичности Pl и предельного напряжения сдвига τ_0 разделяемой суспензии уменьшается толщина пленки суспензии вследствие повышения коэффициентов наполненности радиальных распределений окружной и осевой составляющих скорости суспензии, траектории частиц приближаются к стенке корпуса аппарата, в результате чего степень сгущения в данном случае составила $S = 2.587$.

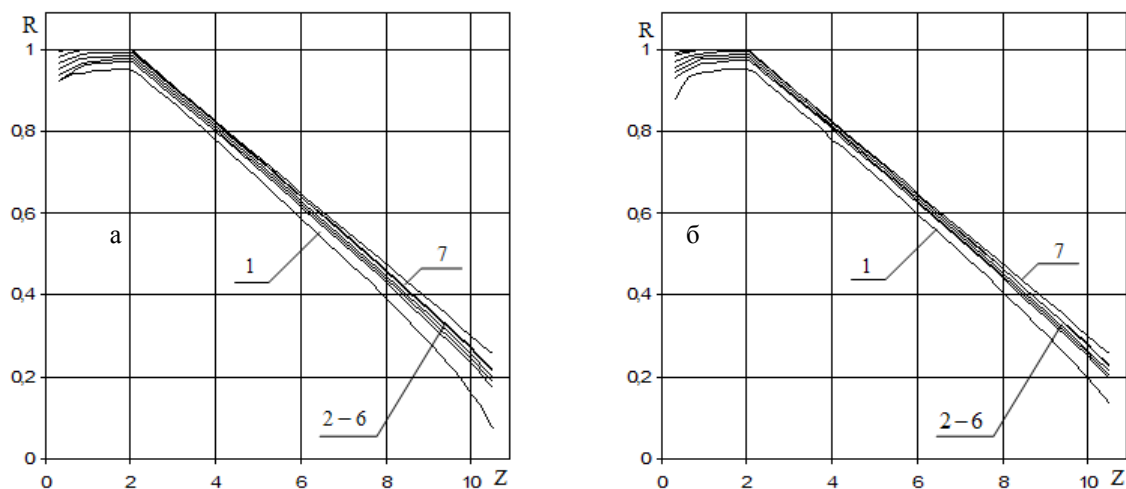


Рис. 2. Траектории частиц твердой фазы в цилиндрикоконическом гидроциклоне при $Fr = 50$; $Re_n = 4 \cdot 10^3$; $Q_0 = 2.0 \cdot 10^{-2}$; $\alpha = 10^\circ$; $n = 0.6$; $k = 2.36 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$:
1 – свободная поверхность пленки суспензии; 2–6 – траектории частиц твердой фазы;
7 – стенка корпуса гидроциклоне; а – $Pl = 0$; б – $Pl = 4.893 \cdot 10^{-3}$

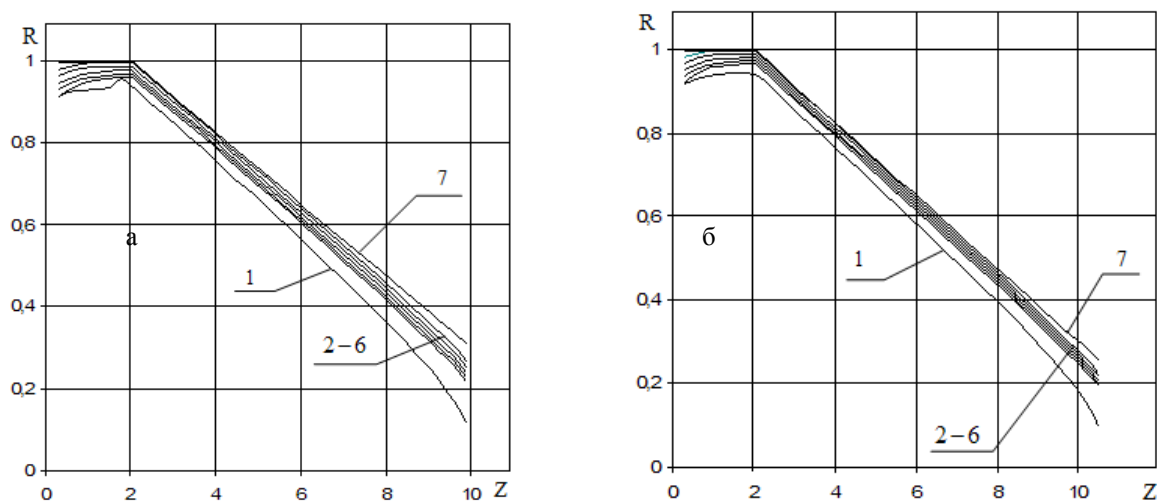


Рис. 3. Траектории частиц твердой фазы в цилиндрикоконическом гидроциклоне при $Fr = 100$; $Re_n = 4 \cdot 10^3$; $Q_0 = 2.0 \cdot 10^{-2}$; $\alpha = 10^\circ$; $n = 0.6$; $k = 2.36 \text{ Па} \cdot \text{с}^n$; $d_h = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$:
1 – свободная поверхность пленки суспензии; 2–6 – траектории частиц твердой фазы;
7 – стенка корпуса гидроциклоне; а – $Pl = 0$; б – $Pl = 5.097 \cdot 10^{-3}$

На рис. 3, *а* приведены траектории частиц твердой фазы при $Fr = 100$ и тех же значениях остальных параметров, что на рис. 2, *а*. Из сравнения результатов на рис. 3, *а* и 2, *а* следует, что при возрастании фактора разделения увеличивается толщина пленки суспензии и траектории частиц приближаются к стенке корпуса, в результате чего степень сгущения возрастает до значения $S = 2.351$.

На рис. 3, *б* приведены траектории частиц твердой фазы при $Fr = 100$; $Pl = 5.096 \cdot 10^{-3}$ и тех же значениях остальных параметров, что на рис. 2, *а*. Из сравнения результатов на рис. 3, *а* и *б* следует, что при возрастании числа пластичности при высоких значениях числа Fr эффект увеличения степени сгущения частиц твердой фазы за счет проявления пластических свойств суспензии является более выраженным, в результате чего степень сгущения возрастает до значения $S = 2.926$.

Таким образом, разработанная математическая модель сепарации частиц твердой фазы из нелинейновязкопластической среды в гидроциклоне позволяет проанализировать влияние фактора разделения и пластических свойств среды на степень сгущения и сделать вывод о том, что процесс сепарации в случае наличия пластических свойств у разделяемой среды протекает более эффективно, особенно при высоких значениях фактора разделения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Моделирование процессов разделения неоднородных жидкостных систем в гидроциклонах с учетом крите-

риев подобия / А. Б. Голованчиков [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2018. – № 2. – С. 34–38.

2. Семенов, Е. В. Расчет процесса разделения суспензии в гидроциклоне / Е. В. Семенов, А. А. Славянский, А. В. Карамзин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2017. – № 9. – С. 3–7.

3. Дик, И. Г. Моделирование гидродинамики и сепарации в гидроциклоне / И. Г. Дик, О. В. Матвиенко, Т. Нессе // Теоретические основы химической технологии. – 2000. – Т. 34, № 5. – С. 478.

4. Матвиенко, О. В. Математическое исследование сепарации дисперсной фазы в гидроциклоне при очистке вязкопластических буровых растворов / О. В. Матвиенко, Е. В. Евтюшкин // Инж.-физ. журн. – 2011. – Т. 84, № 2. – С. 230–238.

5. Матвиенко, О. В. Сепарация несферических частиц в гидроциклоне / О. В. Матвиенко, А. О. Андропова // Инж.-физ. журн. – 2018. – Т. 91, № 3. – С. 1–18.

6. Яблонский, В. О. Моделирование осаждения частиц твердой фазы в цилиндрическом гидроциклоне при разделении суспензии с неньютоновской дисперсионной средой / В. О. Яблонский, Г. В. Рябчук // Теоретические основы химической технологии. – 2006. – Т. 40, № 4. – С. 385–391.

7. Вайнштейн, И. А. Об уравнениях кинетики разделения суспензий / И. А. Вайнштейн // Инж.-физ. журн. – 1983. – Т. 45, № 4. – С. 602.

8. Dyakowski T., Hornung G., Williams R.A. Simulation of non-newtonian flow in a hydrocyclone // Chem. Eng. Res. a. Des. A. 1994. V. 72. № 4. P. 523.

9. Acharya A., Mashelkar R.A., Ulbrecht J. Flow of inelastic and viscoelastic fluids past a sphere // Rheol. Acta. 1976. V. 15 No. 9. P. 454.

10. Соколов, В. И. Центрифугирование / В. И. Соколов. – М.: Химия, 1976. – 408 с.

11. Матвеев, Н. М. Дифференциальные уравнения / Н. М. Матвеев. – Минск : Вышэйш. школа. – 1976. – 366 с.

12. Яблонский, В. О. Влияние режимных параметров цилиндрического гидроциклона на показатели разделения нелинейновязкопластических суспензий / В. О. Яблонский // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2019. – № 4. – С. 3–7.

УДК 629.114.2.042.027

М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. И. Искалиев

**СПОСОБЫ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ
В ПОДВЕСКАХ СИДЕНИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: ts@vstu.ru

В статье рассмотрены способы рекуперации энергии колебаний и варианты технических решений подвесок сидений колесных и гусеничных машин с рекуперацией энергии; описано предложенное авторами техническое решение пневматической подвески сиденья, позволяющее осуществлять частичную рекуперацию колебательной энергии и за счет этого улучшать виброзащиту оператора в конце ходов сжатия и отбоя.

Ключевые слова: виброзащита оператора, подвеска сиденья, технические решения, рекуперация колебательной энергии.

M. V. Lyashenko, V. V. Shehovtsov, P. V. Potapov, A. I. Iskaliev

**METHODS FOR RECUPERATION OF VIBRATION ENERGY
IN SEAT SUSPENSIONS OF WHEELED AND TRACKED VEHICLES**

Volgograd State Technical University

The article describes methods for vibration energy recuperation and variants of designs of wheeled and tracked vehicles seat suspensions with the energy recuperation. Also design of air seat suspension proposed by authors is presented. This suspension provides partial vibration energy recuperation and thus improves vibration protection of operator at the end of compression and rebound strokes.

Keywords: operator vibration protection, seat suspension, design, vibration energy recuperation.

Введение

Во время эксплуатации автотракторной техники оператор постоянно участвует в колебательном процессе на подвеске сиденья, при этом демпфирующие элементы подвески рассеивают колебательную энергию и переводят ее в тепло. Перспективными являются системы подрессоривания сидений, которые позволяют осуществлять вторичное полезное использование этой энергии, а также за счет ее рекуперации улучшать форму упругодемпфирующей характеристики подвески.

Технические решения виброзащитных устройств с возможностью рекуперации энергии колебаний подразделяются по способу преобразования энергии колебаний на инерционно-механические, гидравлические, пневматические, электромагнитные и т. д.

1. Гидравлические устройства

На основе устройств гидравлического типа рекуперация энергии колебаний необходима

и актуальна, так как в основном в качестве гасителей колебаний в штатных подвесках сидений колесных и гусеничных машин часто применяют гидравлические амортизаторы.

В технических решениях [1, 2] приведены и описаны схемы конструкций, обеспечивающих преобразование колебательной энергии в электрическую при помощи гидравлического двигателя. Гидравлический двигатель соединен через вал с турбиной генератора электрического тока и запитан потоком жидкости между верхней и нижней рабочими камерами амортизатора (рис. 1 и 2). Регулирование потока жидкости, как правило, осуществляется системой управляемых обратных клапанов, дросселей и распределительных механизмов, что позволяет создавать необходимые усилия неупругого сопротивления как на ходе сжатия, так и на ходе отбоя.

В конструкциях подвесок сидений могут быть использованы гидравлические устройства [3], реализующие линейный электромагнитный принцип рекуперации энергии (рис. 3).

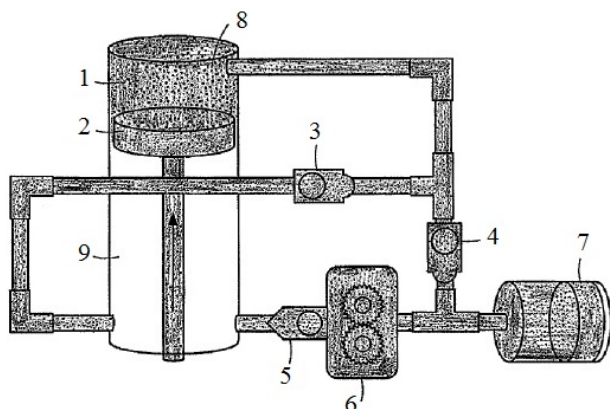


Рис. 1. Схема варианта гидравлического амортизатора, обеспечивающего рекуперацию энергии на ходе сжатия:
1 – цилиндр амортизатора; 2 – поршень; 3, 4 и 5 – обратные клапаны; 6 – гидравлический мотор; 7 – емкостной резервуар; 8 – верхняя камера; 9 – нижняя камера

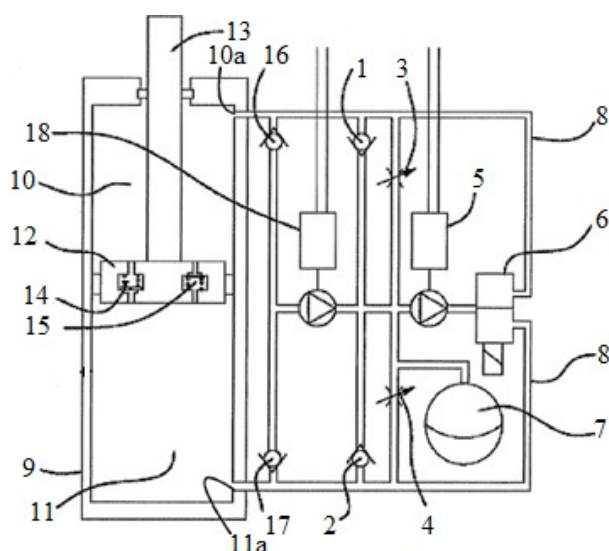


Рис. 2. Схема варианта гидравлического амортизатора, обеспечивающего рекуперацию энергии на полном цикле колебания:

1, 2 – пара входных клапанов; 3, 4 – пара дросселей, управляющих потоком жидкости (давлением); 5 – двигатель (насос); 6 – регулятор потока жидкости; 7 – аккумулятор; 8 – трубопроводы; 9 – цилиндр; 10 – верхняя рабочая камера; 10a – проточный патрубок; 11 – нижняя рабочая камера; 11a – проточный патрубок; 12 – поршневой узел; 13 – шток; 14, 15 – пара клапанов; 16, 17 – пара впускных клапанов; 18 – турбина (генератор)

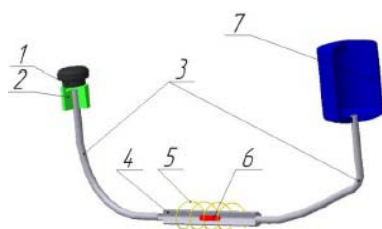


Рис. 3. Линейные гидравлические преобразователи:
1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – трубопровод; 4 – генератор; 5 – обмотка; 6 – подвижный магнит; 7 – бак

Внешние возмущения, передающиеся на поршень 1 (рис. 3), изменяют давление потока рабочего тела в трубопроводе 3 контура. Создаваемый напор жидкости перемещает подвижный магнит 6 в обмотке генератора 4, формируя импульс электрического тока.

Вследствие малой сжимаемости рабочего тела (жидкости) в гидравлических преобразователях колебательной энергии обычно устанавливают емкостные резервуары с пневматическими полостями для сглаживания интенсивно нарастающего давления в трубопроводах. Повышение вязкости жидкости при низкой температуре увеличивает потери на гидравлическое трение и сказывается на общем проценте преобразованной полезной энергии рекуператора.

2. Механические устройства

В инерционно-механических виброзащитных устройствах преобразование механической работы в электрическую энергию реализуется при помощи промежуточных передаточных механизмов, например, передач реечного типа, «винт-гайка», маховиков. Линейное перемещение подушки сиденья преобразуется посредством этих передач во вращательное движение ротора генератора. Для примера в техническом решении [4] представлено устройство с активной рекуперацией энергии колебаний (рис. 4) на основе шариковинтовой передачи, которое может использоваться в подвеске сиденья.

При колебаниях по сигналу от датчиков подается ток определенной величины на статор 8 двигателя 6 и создается магнитное поле, противодействующее вращению ротора 9 и, следовательно, линейному перемещению шарикового винта 11 и колеса; при этом формируется неупругое усилие в подвеске сиденья. Рекуперация энергии колебаний реализуется, когда соединенный с колесом винт 11, преодолевая сопротивление двигателя 6, движется вдоль собственной оси. Двигатель 6 переходит в режим генератора, вырабатывая электрическую энергию, накапливающуюся впоследствии в бортовом аккумуляторе.

Интересное устройство предложено авторами работы [5], в котором энергия колебаний используется сначала для привода маховика, кинетическая энергия которого далее преобразуется в электрическую (рис. 5). Устройство работает следующим образом.

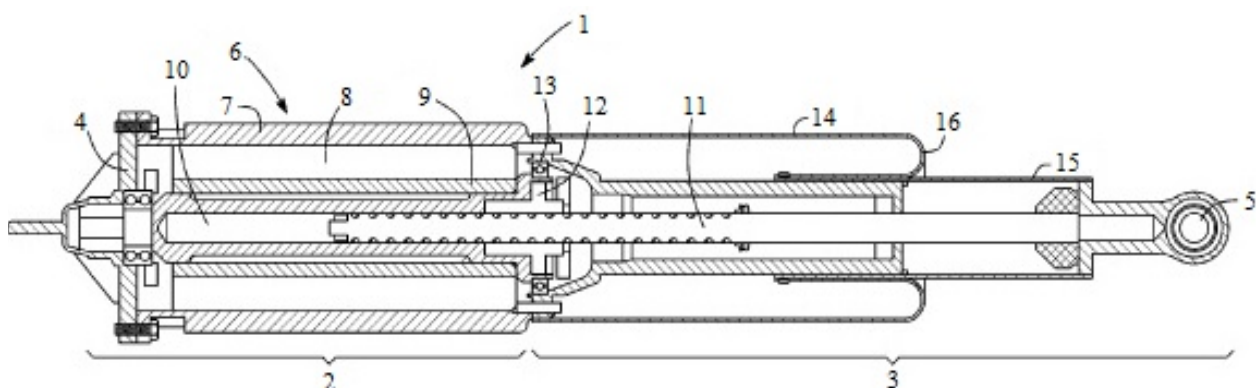


Рис. 4. Электромеханическое виброзащитное устройство:

1 – привод; 2 – верхняя часть; 3 – нижняя часть; 4 – крышка; 5 – проушина; 6 – электродвигатель; 7 – корпус; 8 – статор; 9 – ротор; 10 – постоянный магнит с полым сердечником; 11 – шариковый винт; 12 – шариковая гайка; 13 – радиальный подшипник; 14 – пневматическая рессора; 15 – направляющая поверхность; 16 – свертываемый край оболочки рессоры

На ходе сжатия звездочки 8 и 9 механизмов свободного хода поворачиваются по часовой стрелке, ролики 10 закатываются в узкую часть пространства между звездочкой 8 и наружным кольцом-маховиком 11 и заклиниваются между ними, передавая вращение по часовой стрелке от звездочки 8 к маховику 11. В другом механизме свободного хода ролики 10

выкатываются в более широкую часть пространства между звездочкой 9 и наружным кольцом-маховиком 12, допуская их свободное относительное вращение. Таким образом, на ходе сжатия демпфирование колебаний подвески осуществляется путем аккумуляции энергии маховиком 11 с раскруткой его по часовой стрелке.

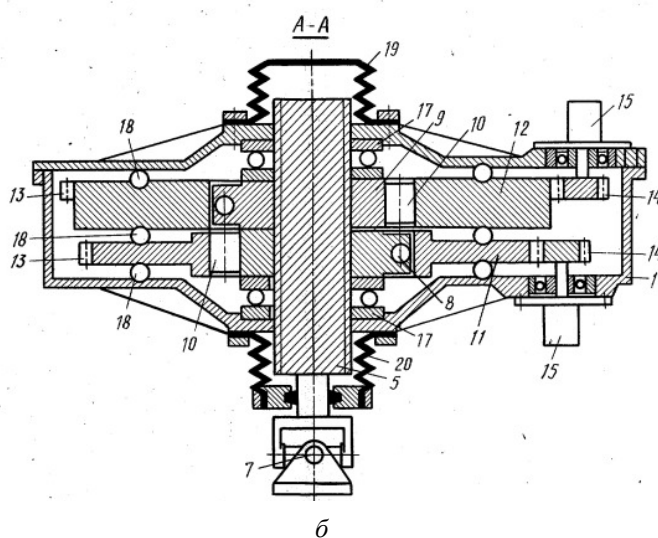
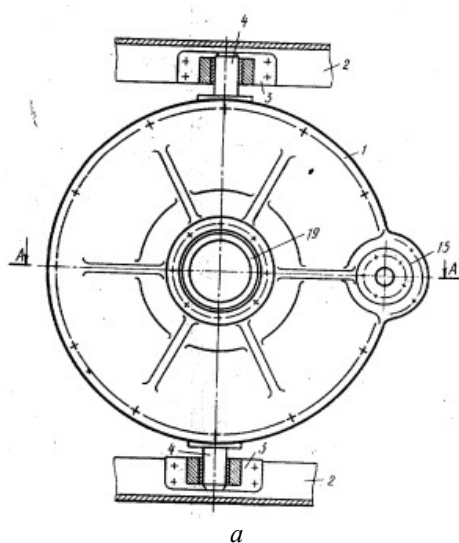


Рис. 5. Устройство для демпфирования и рекуперации энергии колебаний подвески:

1 – корпус; 2 – опоры; 3 – кронштейны; 4 – цапфы; 5 – валик; 6 – ось; 7 – карданный шарнир; 8 и 9 – звездочки механизмов свободного хода; 10 – ролики; 11 и 12 – кольца-маховики; 13 – зубчатые венцы; 14 – зубчатые колеса; 15 – генераторы; 16 – пружины; 17 – упорные подшипники; 18 – шарики; 19 и 20 – гофрированные чехлы

На ходе отбоя звездочки 8 и 9 поворачиваются против часовой стрелки, ролики 10 выкатываются в более широкую часть пространства между звездочкой 8 и наружным кольцом-маховиком 11, позволяя ему свободно вращаться по часовой стрелке. В другом механизме свободного хода ролики 10 закатываются в узкую часть пространства между звездочкой 9

и наружным кольцом-маховиком 12 и заклиниваются между ними, передавая вращение против часовой стрелки от звездочки 9 механизма свободного хода к маховику 12. Таким образом, на ходе отбоя демпфирование колебаний подвески осуществляется путем аккумуляции энергии маховика 12 с раскруткой его против часовой стрелки.

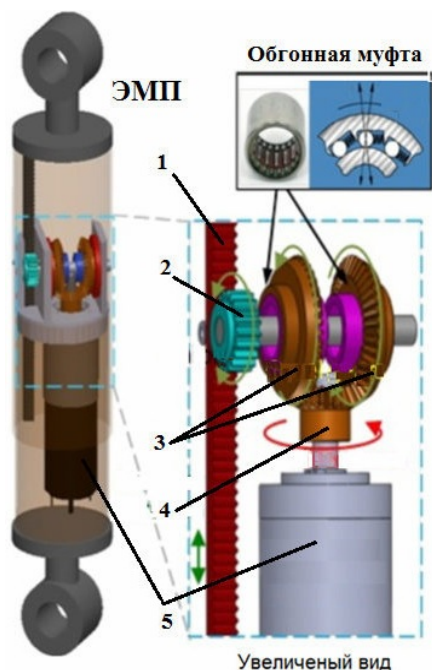


Рис. 6. Электромеханический преобразователь-амортизатор:

1 – рейка; 2 – шестерня; 3 – ведущие конические шестерни; 4 – ведомая коническая шестерня; 5 – генератор

Амортизатор с преобразованием механической работы в электроэнергию (рис. 6) рассмотрен также в работе [6].

В корпусе этого инерционного амортизатора установлен генератор электроэнергии 5, приводимый реечно-шестеренчатой передачей как на ходе отбоя, так и на ходе сжатия. Постоянство направления вращения ротора генератора обеспечивается парой конических шестерен 3 и 4, включенных через имеющие противоположные по направлению механизмы замыкания обгонные муфты и соединенных с ведомой шестерней 4, жестко связанной с якорем генератора 5. В процессе полного цикла колебаний вырабатывается электрическая энергия. Неупругое сопротивление формируется моментом сопротивления вращению ротора в статоре генератора 5 и трением в механизмах.

В качестве устройства для рекуперации энергии колебаний в подвеске сиденья возможно использовать линейный электромагнитный генератор (рис. 7) [7].

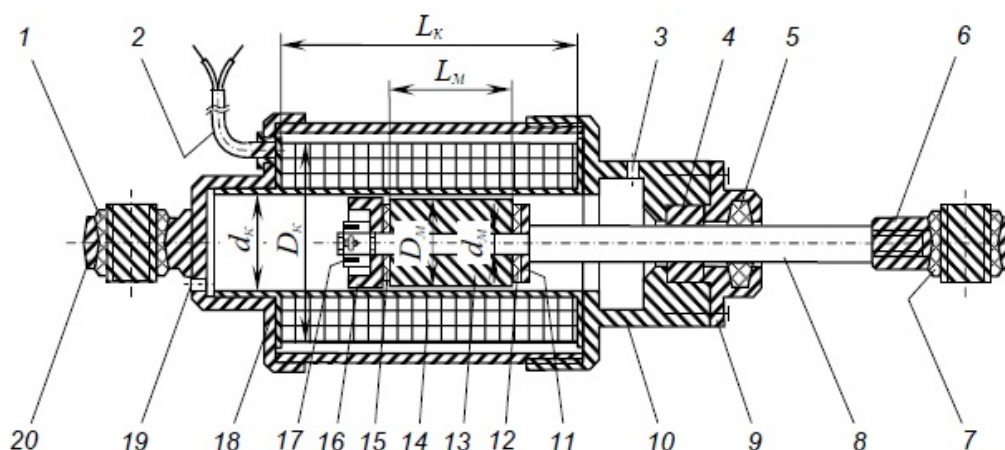


Рис. 7. Линейный электромагнитный генератор:

1, 7 – амортизационные втулки; 2 – вывод кабеля катушки генератора; 3, 19 – отверстия декомпрессионные; 4, 16 – втулки из антифрикционного материала; 5 – сальник; 6, 20 – нижнее и верхнее крепежные кольца; 8 – шток; 9, 10 – крышки сальника и корпуса генератора; 11 – шайба опорная; 12, 15 – эластичные шайбы; 13 – постоянный магнит; 14 – катушка генератора; 17 – гайка корончатая; 18 – корпус генератора

Генератор (рис. 7) вырабатывает электрический ток при возвратно-поступательном движении штока 8 с постоянным магнитом 13 в катушке возбуждения 14. Отсутствие механических посредников в преобразовании движения и энергии выставляет подобные электромагнитные устройства в выгодном свете. Однако получаемый в процессе рекуперации электрический ток имеет пульсационный переменный по знаку характер, что требует дополнительно выпрямления в электрической цепи до подачи его в аккумулятор.

3. Пневматические устройства

В работе [8] представлен пневматический амортизатор с рекуперацией энергии колебаний (рис. 8).

На ходе сжатия в штоковую камеру 6 воздух поступает под давлением из бесштоковой камеры 5, на ходе отбоя – из штоковой камеры 6 через обратный клапан 11 в камеру постоянного объема 7 в полном штоке 4 и далее к потребителю под постоянным давлением через регулировочный клапан 9. В бесштоковую камеру 5 в это время поступает атмосферный воздух че-

рез обратный клапан 13. Достоинство устройства заключается в том, что потребитель может использовать приобретенную на каждом ходе порцию воздуха под давлением для выполнения полезной работы. Но в диапазоне высоких частот колебаний с минимальными амплитудами функция рекуперации энергии подобного амортизатора малоэффективна в связи с минимальной порцией подаваемого потребителю воздуха.

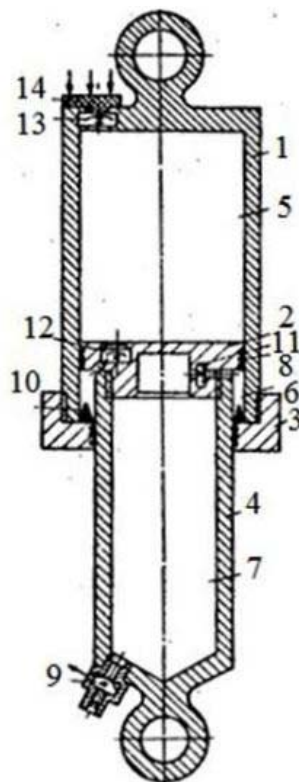


Рис. 8. Пневматический амортизатор с рекуперацией энергии колебаний:
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – крышка; 4 – шток; 5 – бесштоковая камера; 6 – штоковая камера; 7 – камера постоянного объема; 8 – уплотнения; 9 – регулировочный клапан; 10 – эластичный ограничитель хода поршня; 11, 12, 13 – обратные клапаны; 14 – фильтрующий элемент

Представляет интерес также следующее техническое решение (рис. 9) пневматического амортизатора с рекуперацией энергии колебаний [9], работа которого осуществляется следующим образом. На ходе сжатия поршень 2 сжимает воздух в подпоршневой полости 6 и по мере возрастания давления последовательно открывает соответствующие всасывающие пластинчатые клапаны 7. Первый из них по ходу открывается и впускает воздух еще при обратном ходе штока 3. Если ход увеличен, то каждый предыдущий поршень 2 и 4 упирается в последующий и продолжает движение как

один составной поршень, пока упругость воздуха или рессоры не уравновесят силы воздействия на шток 3. Каждое новое колебание создает ступени возрастающих давлений в подпоршневых полостях 6 по ходу воздуха, который перепускается и регулируется клапаном 10. Обратный ход, создающий необходимые перепады давления для открытия клапанов 7 поршня 2 со штоком 3 и промежуточных поршней, осуществляется упругой связью (пружины и оставшийся воздух). При достижении максимального давления в последней по ходу воздуха подпоршневой полости 6 открывается и перепускает воздух клапан 10 регулируемого давления и часть воздуха переходит в магистраль 9, из которой он может быть отобран на любые нужды для совершения полезной работы.

В качестве недостатка этого устройства можно отметить сложность его конструкции и наличие большого количества деталей, требующих прецизионного изготовления и сборки. В условиях эксплуатации надежность такого амортизатора также представляется не вполне достаточной.

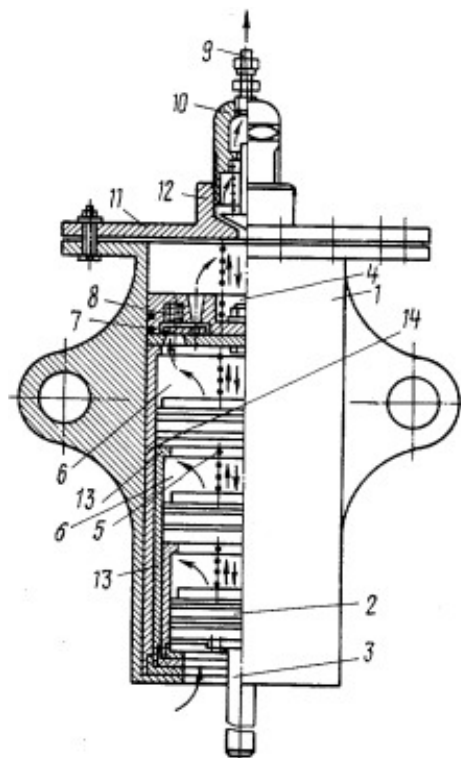


Рис. 9. Пневматический амортизатор с рекуперацией энергии колебаний:
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – промежуточные плавающие поршни; 5, 8 – пружины; 6 – подпоршневые полости; 7 – всасывающие пластинчатые клапаны; 9 – магистраль к внешнему потребителю; 10 – нагнетательный клапан регулируемого давления; 11 – крышка цилиндра; 12 – седло клапана; 13 – гильзы; 14 – отбортовка гильз

В итоге проведенного анализа технических решений виброзащитных устройств, осуществляющих кроме своих непосредственных функций еще и рекуперацию энергии колебаний, выявлено, что наибольшая возможность создания релаксационной подвески с одновременным регулированием как диссипативных, так и упругих сил и управляемой рекуперацией энергии колебаний имеется на основе пневматических устройств. Для подвесок сидений реализация такой характеристики возможна путем добавления полостей или оболочек с дополнительными объемами воздуха, сообщающихся и разобщающихся в определенные промежутки времени по специальным алгоритмам с рабочей полостью упругого элемента. Мгновенный перепад давлений между полостями в цикле колебаний может использоваться, к примеру, для привода пневматического двигателя, рекупирующего энергию колебаний.

4. Техническое решение предлагаемой подвески

Концепция управления формой упруго-демпфирующей характеристики подвески состоит в организации управляемого обмена воздухом между полостью пневмобаллона и ресиверами с рекуперацией части колебательной энергии в конце ходов сжатия и отбоя при изменении знака скорости деформации подвески, когда потенциальная энергия достигает экстремальных значений.

Предложенная авторами статьи подвеска (рис. 10) работает следующим образом [10, 11, 12, 13, 14, 15]. На ходе сжатия (рис. 10, участок а–б) давление воздуха в полости пневмобаллона 1 возрастает, при этом клапаны 7 и 8 закрыты и сообщение с ресиверами 9 и 10 отсутствует. В конце хода сжатия (рис. 10, участок б–с) при смене знака скорости деформации сигнал с датчика 14 поступает на блок управления 15, открывающий клапан 8, и воздух из полости пневмобаллона 1 под давлением подается в ресивер 9. Между ресиверами 9 и 10 образуется перепад давления, который приводит в действие пневмодвигатель 11.

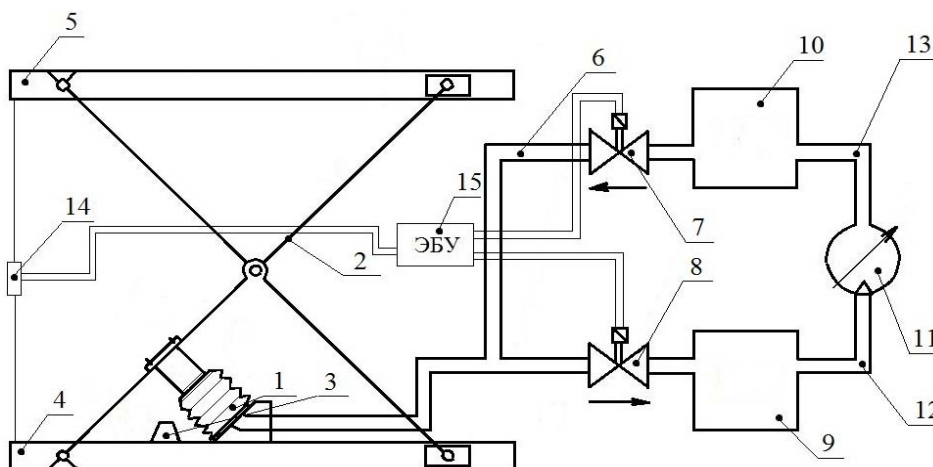


Рис. 10. Схема подвески сиденья:

1 – пневмобаллон; 2 – направляющие рычаги; 3 – ограничитель хода; 4 – нижнее основание; 5 – верхнее основание; 6, 12 и 13 – пневмомагистрали; 7 и 8 – электропневматические клапаны; 9 и 10 – ресиверы; 11 – пневмодвигатель; 14 – датчик перемещения; 15 – электронный блок управления работой клапанов

На рис. 11 показаны границы поля упруго-демпфирующих характеристик подвески.

На ходе отбоя (рис. 11, участок с–д) клапан 8 закрывается, при этом связь пневмобаллона с ресиверами отсутствует. Клапан 7 открывается только тогда (рис. 11, участок d–a'), когда давление воздуха в пневмобаллоне становится не больше давления воздуха в ресивере 10. Тогда воздух под давлением из ресивера 10 поступает в полость пневмобаллона и приводит

в действие пневмодвигатель. При достижении положения статического равновесия (рис. 11, участок a'–e) клапан 7 закрывается, сообщение с ресиверами прекращается. В конце хода отбоя при смене знака скорости деформации подвески (рис. 6, участок e–f) по сигналу датчика 14 открывается клапан 7, воздух под давлением из ресивера 10 подается в пневмобаллон и приводит пневмодвигатель.

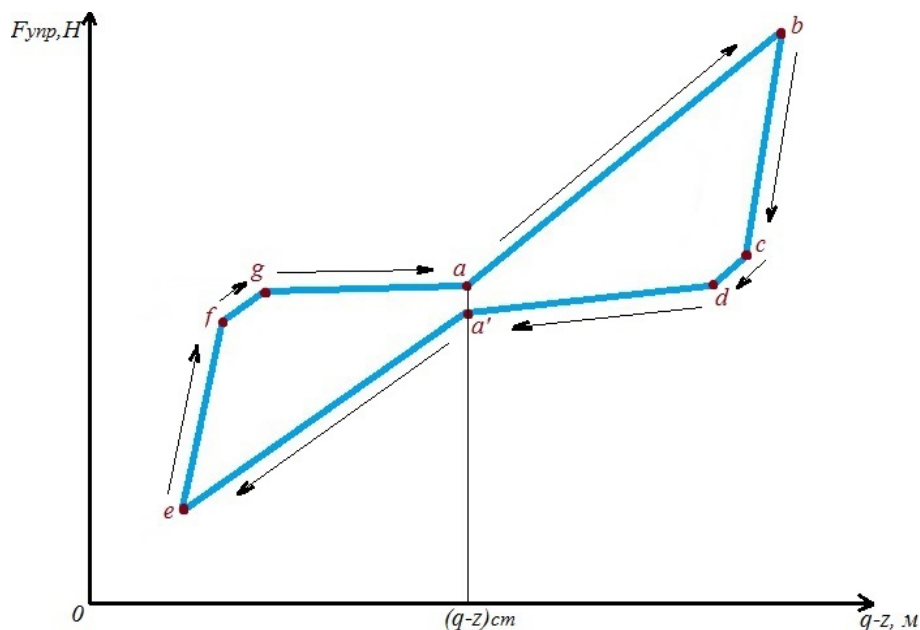


Рис. 11. Границы поля упругодемпфирующих характеристик

В начале хода сжатия (рис. 11, участок f–g) клапан 7 закрывается, связь пневмобаллона с ресиверами прерывается. Клапан 8 открывается (рис. 6, участок g–a) только тогда, когда давление воздуха в полости пневмобаллона становится не меньше давления в ресивере 9. До достижения положения статического равновесия клапан 8 открыт, и воздух перетекает из полости пневмобаллона в ресивер 9, приводя в действие пневмодвигатель 11.

Расчетные сравнительные исследования разработанных математических моделей штатной и предлагаемой подвесок сидений показали высокую эффективность последней по обеспечению виброзащиты рабочего места оператора. На частоте гармонического возмущения 2 Гц относительное снижение коэффициента передачи $H(f)$ предлагаемой подвески по сравнению со штатной составило 51 %, на частотах 3, 4, 5, 6, 8 и 10 Гц – 72 %, 81 %, 84 %, 85 %, 89 % и 91 % соответственно. Максимальная эффективность рекуперирующего устройства обеспечивается при частоте гармонического возмущения 5 Гц.

При случайном возмущении предлагаемая подвеска сиденья по сравнению со штатной обеспечивает уменьшение вертикальных ускорений пола кабины в третьоктавной полосе со среднегеометрическими частотами 2, 2,5, 3, 15, 4, 5, 6,3, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 31,5 и 40 Гц соответственно в 1,3 раза, в 3 раза, в 2 раза, в 4 раза, в 10 раз, в 4 раза, в 14 раз, в 19 раз, в 23 раза, в 34 раза, в 44 раза, в 77 раз, в 73 раза и в 175 раз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 9481221 В2 Соединенные Штаты Америки, МПК В 60 G 11/26, В 60 G 15/08, F 16 F 9/34, В 60 G 13/14, В 60 G 17/044. Passive and Active Suspension with Optimization of Energy Usage / Koenraad Reybrouck ; заявитель и патентообладатель Tenneco Automotive Operating Company Inc. – № 13/736269 ; заяв. 08.01.13 ; опубл. 01.11.16.
2. Пат. 8376100 В2 Соединенные Штаты Америки, МПК F 16 F 9/00, В 60 K 6/00. Regenerative Shock Absorber / Shakeel Avadhany, Paul Abel, Vladimir Tarasov, Zack Anderson ; заявитель и патентообладатель Levant Power Corporation. – № 12/104800 ; заяв. 17.04.08 ; опубл. 19.02.13.
3. П. м. 121475 Российская Федерация, МПК В 60 G 11/26. Пневматическая рессора подвески транспортного средства / А. В. Андрейчиков, Е. В. Табунов, О. Н. Андрейчикова, И. О. Васенева ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет путей сообщения». – № 2012113334/11 ; заяв. 06.04.12 ; опубл. 27.10.12, Бюл. № 30.
4. Пилипенко, В. В. Пневматические системы виброзащиты с квазиузуловой жесткостью / В. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко, Л. Г. Запольский // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 17–25.
5. А. с. 765033 СССР, МКИ В 60 G 13/18. Устройство для демпфирования и рекуперации энергии колебаний подвески / В. Я. Павловский, И. С. Цитович. – № 3466880/27-11 ; заяв. 09.07.82 ; опубл. 23.10.83, Бюл. № 39.
6. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподдресоренных масс транспортного средства / А. Н. Сергиенко [и др.] // Автомобильный транспорт. – 2012. – Вып. 31. – С. 18–25.
7. Принципы создания систем поддресоривания кабин транспортно-технологических самоходных машин / И. Ю. Лебединский, П. В. Сиротин, А. Б. Черненко, М. И. Сысоев // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 2. – С. 105–109.
8. А. с. 1258715 СССР, МКИ В 60 G 13/14. Устройство для демпфирования колебаний поддресоренной массы

с рекуперацией энергии демпфирования / В. П. Сладкевич; Ленинградский кораблестроительный институт. – № 3572848/27-11 ; заяв. 01.04.83 ; опубл. 23.09.86, Бюл. № 35.

9. А. с. 1258715 СССР, МКИ В 60 G 13/14. Пневматический амортизатор с рекуперацией энергии колебаний / М. Г. Камалов. – № 3751427/27-11 ; заяв. 03.05.84; опубл. 23.10.87, Бюл. № 39.

10. П. м. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. И. Искалиев; ВолгГТУ. – 2018.

11. Искалиев, А. И. Перспективы развития систем подпрессоривания автотракторных сидений / А. И. Искалиев, М. В. Ляшенко // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сб. ст. IV Всерос. науч.-техн. конф. для молодых ученых и студентов с междунар. участием (г. Пенза, 14–15 марта 2018 г.) / под общ. ред. В. В. Салмина ; ФГБОУ ВО «Пензенский гос. ун-т», Политехнический ин-т, Факультет машиностроения и транспорта, Межотраслевой научно-информационный центр (МНИЦ) ПГАУ. – Пенза, 2018. – С. 46–49.

12. Искалиев, А. И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений / А. И. Искалиев // Технико-технологическое развитие отраслей и предприятий : сб. науч. тр. по мат-лам I Междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред.: Н. А. Краснова ; Научная общественная организация «Профессиональная наука». – Нижний Новгород, 2017. – С. 4–9 и др.

13. Математическая модель колебаний сиденья транспортного средства с рекуперацией энергии посредством пневматического потребителя / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. А. Федянов, А. И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2019. – № 3 (28). – С. 10–18.

14. Ляшенко, М. В. Виброзащитные свойства подвески сиденья с возможностью рекуперации энергии колебаний / М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев // Прогресс транспортных средств и систем-2018 : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.) / редкол.: И. А. Каляев, Ф. Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.] ; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ “Титан-Баррикады”». – Волгоград, 2018. – С. 71–73.

15. Ляшенко, М. В. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation [Электронный ресурс] / М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, А. И. Искалиев // MATEC Web of Conferences. Vol. 129: International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2017) (Sevastopol, Russia, September 11–15, 2017) / eds.: S. Bratan [et al.]; Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. – [Publisher: EDP Sciences], 2017. – 5 p. – URL : https://www.matec-conferences.org/articles/matecconf/pdf/2017/43/matecconf_icmtmte2017_06018.pdf.

УДК 629.114.2.042.027

М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, А. И. Искалиев, А. А. Долотов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕДАЧИ СИДЕНЬЯ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: ts@vstu.ru

В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований, имевших целью определение максимального коэффициента передачи на резонансе пневматической подвески сиденья P405C/KA80HT фирмы «Sibeco».

Ключевые слова: виброзащита оператора, подвеска сиденья, максимальный коэффициент передачи, экспериментальные исследования.

M. V. Lyashenko, V. V. Shehovtsov, A. I. Iskaliev, A. A. Dolotov

EXPERIMENTAL RESEARCH TO DETERMINE MAXIMAL COEFFICIENT OF TRANSMISSIBILITY OF THE SEAT SUSPENSION

Volgograd State Technical University

This article describes results of experiments aimed at determination of the maximal transmissibility coefficient of the air seat suspension “Sibeco” P405C/KA80HT at the resonance mode.

Keywords: operator vibration protection, seat suspension, maximal transmissibility, experiments.

1. Общие положения

Во время эксплуатации колесных и гусеничных машин их ходовые системы, двигатели и трансмиссии генерируют вибрационные и акустические колебания в широком диапазоне ам-

плитуд и спектре частот. Эти колебания оказывают вредное влияние на работу основных нагруженных узлов и двигателя, угнетающе действуют на возделываемые культуры при работе в сельском хозяйстве и на физическое состояние

оператора. Защиту от их вредного влияния обеспечивают первичная и вторичные системы поддрессирования, то есть подвеска остова машины и подвески агрегатов. Одной из вторичных систем поддрессирования является подвеска кабины. Однако в большинстве случаев она не обеспечивает полную защиту оператора от вибрационных нагрузок, и окончательную защиту должна обеспечивать подвеска сиденья [1, 2, 3, 4]. Виброзащитные свойства подвесок сидений должны отвечать критериям, установленным действующими нормативными документами.

В стандартах по лабораторным испытаниям подвесок сидений [5, 6] в качестве критериев оценки виброзащитных свойств упоминаются:

– коэффициент передачи сиденья $SEAT$, определяемый по формуле (1):

$$SEAT = \frac{a_{wS12}}{a_{wP12}}, \quad (1)$$

где a_{wS12} – измеренное среднеквадратичное значение вертикальной составляющей скорректированного виброускорения на подушке сиденья (посадочном месте водителя) в диапазоне частот определенного спектрального класса воздействий, м/с^2 ; a_{wP12} – измеренное среднеквадратичное значение вертикальной состав-

ляющей скорректированного виброускорения на платформе стенда в точке крепления основания сиденья в диапазоне частот определенного спектрального класса воздействий, м/с^2 ;

– максимальный коэффициент передачи сиденья на резонансе $H(f)$, рассчитываемый по формуле (2):

$$H(f) = \frac{\sigma_z(f)}{\sigma_{\ddot{q}}(f)}, \quad (2)$$

где $\sigma_z(f)$ – среднеквадратическое значение амплитуды ускорения на подушке сиденья за время t при частоте возмущения f ; $\sigma_{\ddot{q}}(f)$ – среднеквадратическое значение амплитуды ускорения на основании сиденья за время t при частоте возмущения f .

При опытным определении коэффициента $SEAT$ на стенде спектр нагрузок формируется в результате обработки и анализа данных, полученных в условиях эксплуатации тракторов и сельскохозяйственных машин на испытательном полигоне при выполнении типичных рабочих операций. Коэффициент передачи сиденья $SEAT$ машины заданного спектрального класса должен удовлетворять требованиям, указанным в табл. 1 [5].

Таблица 1

Коэффициент $SEAT$ для разных спектральных классов вибрационного воздействия

Спектральный класс вибрационного воздействия	Коэффициент $SEAT$
Машины с резиновыми шинами без подвески задней оси и виброизоляции кабины с ненагруженной массой до 3600 кг (AG 1)	$< 0,6$
Машины с резиновыми шинами без подвески задней оси и виброизоляции кабины с ненагруженной массой от 3600 до 6500 кг (AG 2)	$< 0,85$
Машины с резиновыми шинами без подвески задней оси и виброизоляции кабины с ненагруженной массой свыше 6500 кг (AG 3)	< 1

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что не для всех типов транспортных и тяговых машин с колесным двигателем сформированы спектральные классы вибрационных воздействий и известны нормативы по коэффициенту $SEAT$, утвержденные действующим ГОСТом. Для гусеничных тракторов они вообще отсутствуют. С этой точки зрения более универсальным показателем, оценивающим виброзащитные свойства подвесок сидений на данный момент является коэффициент передачи сиденья на резонансе $H(f)$, который вдоль вертикальной оси не должен превышать 1,5 для всех спектральных классов вибрационного воздействия [5, 6].

2. Экспериментальное определение коэффициента передачи подвески сиденья Р405С/КА80НТ фирмы «Sibeco»

Как отмечалось выше, важнейшей динамической характеристикой, оценивающей виброзащитные свойства подвески сиденья, является максимальный коэффициент передачи на резонансе $H(f)$. В ВолГТУ выполнены экспериментальные исследования с целью его определения для пневматической подвески сиденья Р405С/КА80НТ фирмы «Sibeco».

Исследования проводились на одноопорном стенде с гидравлическим приводом движения производства индийской компании «BiSS» [7].

Экспериментальная установка (рис. 1 и 2) включает в себя непосредственно саму подвеску сиденья 3 с ножничным направляющим механизмом, нижнюю плиту 4, соединяющую основание сиденья со штоком 5 гидроцилиндра исполнительного устройства стенда, и закрепленную на верхней раме подвески плиту 2 с центральной осью. На верхней плите устанавливались и фиксировались металлические грузы 1, имитирующие весовую нагрузку [8].

Мгновенные значения ускорений с точностью до $0,001g$ (табл. 1) фиксировали 2 штатных датчика, входящие в комплектацию стенда (рис. 1).

Использовался синусоидальный закон дви-

жения штока гидропульсатора стенда. Весовая нагрузка (включая грузы и верхнюю плиту с осью) составляла 75 кг. Испытания осуществлялись с амплитудами возбуждения 5 и 10 мм и давлением воздуха в пневматической рессоре 2 атмосферы в диапазоне частот возбуждения от 0,6 Гц до 10 Гц с шагом 0,2 Гц по методике, использующей положения существующих стандартов [5, 6].

На каждом режиме записывались временные реализации сигналов от датчиков ускорений, примеры которых приведены на рис. 3. Записи затем обрабатывались для получения среднеквадратических значений (рис. 4) [8].



Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки:

1 – металлические грузы; 2 – верхняя плита с центральной осью; 3 – подвеска сиденья; 4 – нижняя плита; 5 – шток гидропульсатора стенда



Рис. 2. Расположение датчиков ускорений на экспериментальной установке

Таблица 2

Параметры датчиков ускорений стенда-гидропульсатора

Характеристика	Значение
Вид записи сигнала	Величина перегрузки g
Точность шкалы измерения	До $0,001 \cdot g$
Диапазон измерений	$\pm 5 \cdot g$
Погрешность измерений	Максимальная абсолютная погрешность составляет $0,01 \cdot g$ (в неподвижном положении). В остальных случаях $0,004 \cdot g \dots 0,007 \cdot g$

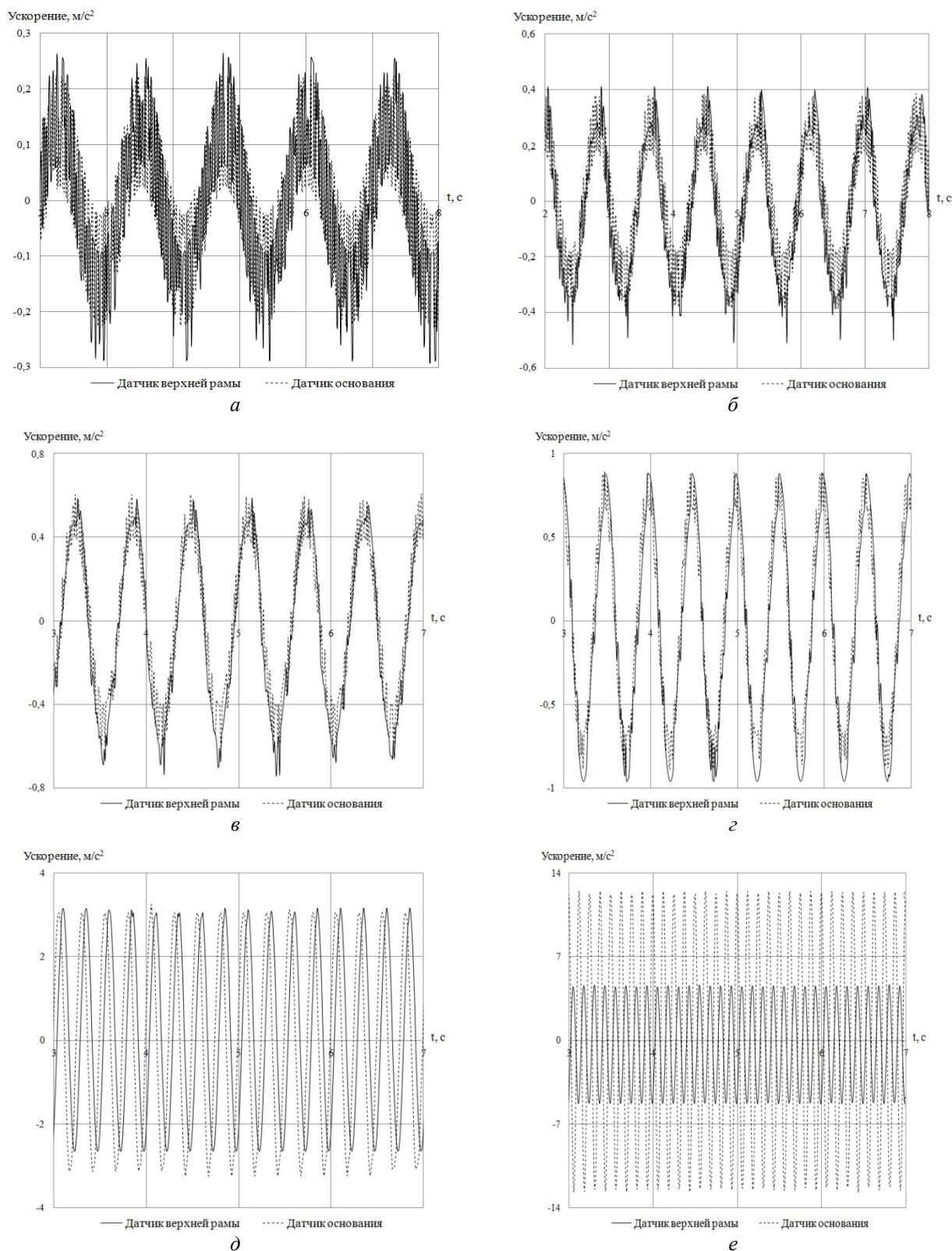


Рис. 3. Сигналы датчиков ускорений верхней рамы и основания:

а – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 0,8 Гц; *б* – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 1,2 Гц; *в* – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 1,6 Гц; *г* – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 2 Гц; *д* – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 4 Гц; *е* – амплитуда возбуждения 5 мм с частотой 8 Гц; *ж* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 0,8 Гц; *з* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 1,2 Гц; *и* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 1,6 Гц; *к* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 2 Гц; *л* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 4 Гц; *м* – амплитуда возбуждения 10 мм с частотой 10 Гц (см. также на с. 23)

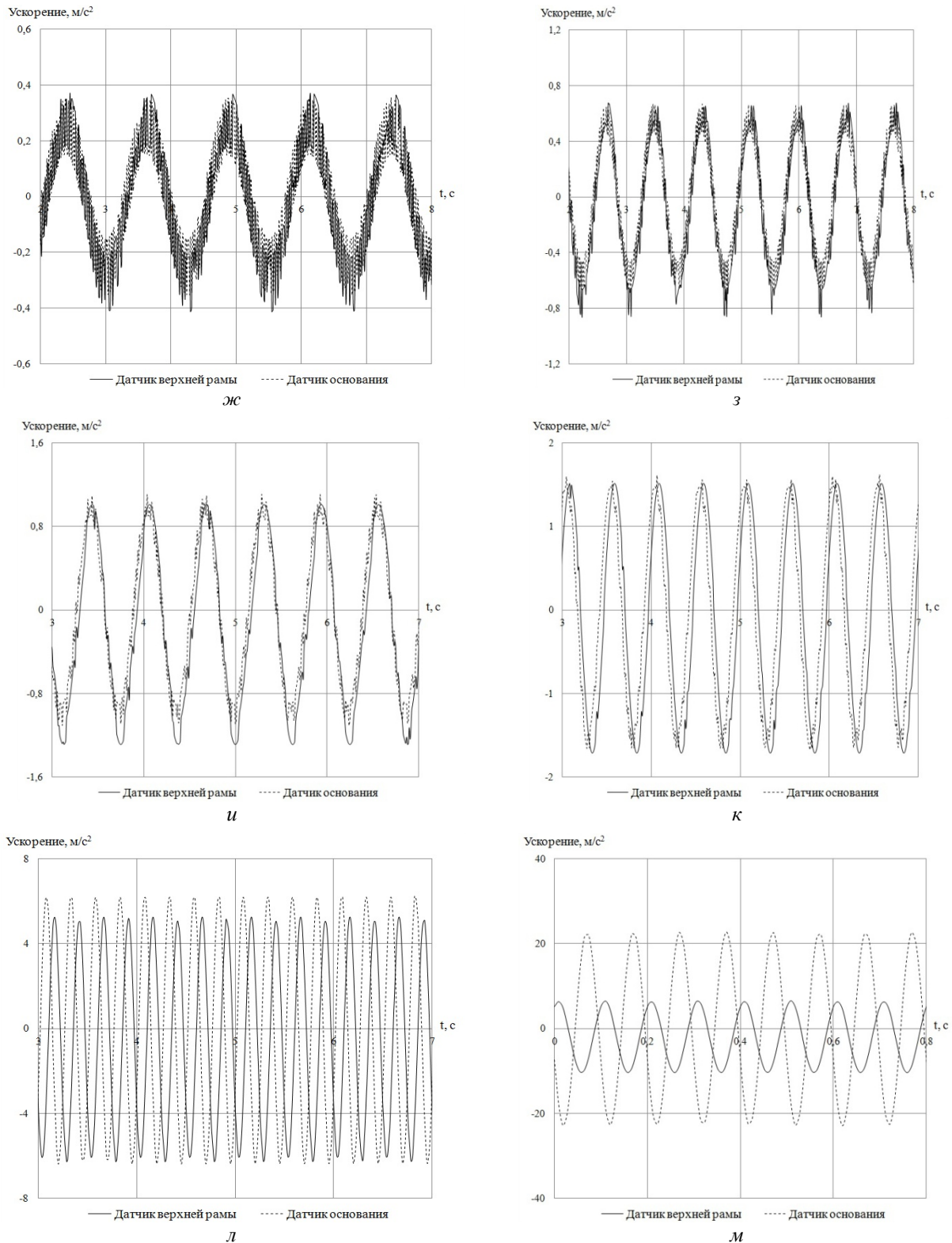


Рис. 3 (окончание)

3. Анализ результатов

Анализ итоговых графиков, представленных на рис. 4, свидетельствует о том, что:

1. Пневматическая подвеска сиденья P405C/KA80НТ фирмы «Sibesco» обеспечивает ком-

фортную для оператора частоту собственных колебаний в диапазоне 1,2–1,4 Гц.

2. Увеличение амплитуды кинематического возмущения от 5 до 10 мм приводит к незначительному снижению частоты собственных колебаний.

3. Величина экспериментально определенного максимального коэффициента передачи подвески сиденья на резонансе при амплитуде возмущения 5 мм равнялась 1,156, а при 10 мм – 1,129.

4. При нарастании частоты возмущения от 0,6 до 1,25 Гц значения коэффициента передачи плавно увеличиваются от 1,13 до 1,17, при дальнейшем увеличении частоты до 4 Гц плавно уменьшаются до 0,9, далее в диапазоне от 4 до 10 Гц резко уменьшаются до значений 0,3–0,38.

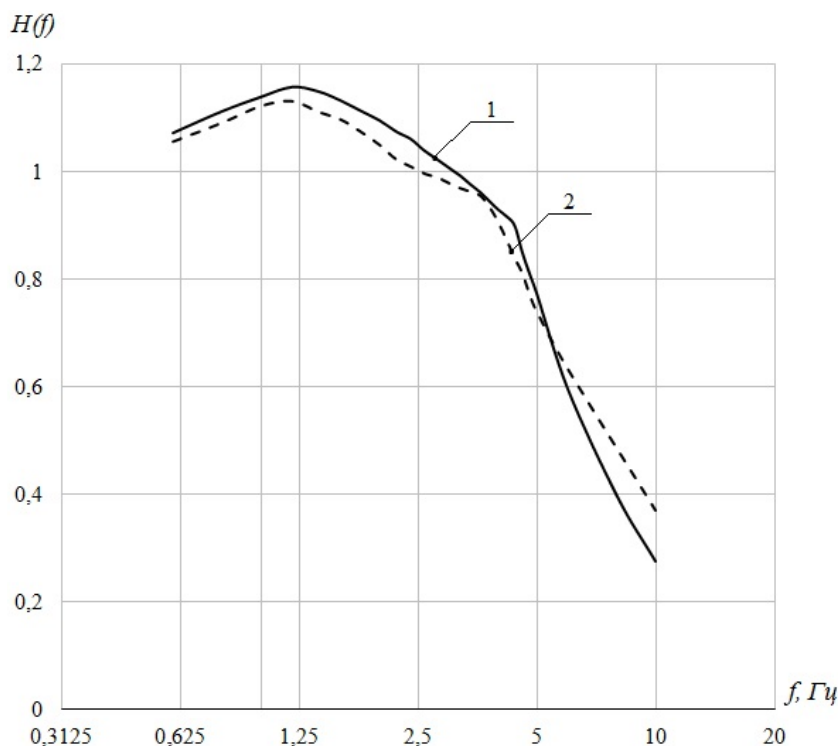


Рис. 4. Характер изменения коэффициента передачи подвески сиденья «Sibesco»: 1 – амплитуда возбуждения 5 мм; 2 – амплитуда возбуждения 10 мм

5. Пневматическая подвеска сиденья P405C/KA80NT фирмы «Sibesco» обеспечивает допустимые в соответствии с нормативными требованиями значения максимального коэффициента передачи, которые только в диапазоне частот возмущения от 0,6 до 2,5–3 Гц имеют значения, большие 1 и достигают максимального значения в 1,17, а в диапазоне от 3 Гц и выше его значения меньше 1, и, таким образом, во всем диапазоне частот подвеска обеспечивает значение коэффициента, меньше допустимого 1,5.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Искалиев, А. И. Перспективы развития систем подпрессоривания автотракторных сидений / А. И. Искалиев, М. В. Ляшенко // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сб. ст. IV Всерос. науч.-техн. конф. для молодых ученых и студентов с междунар. участием (г. Пенза, 14–15 марта 2018 г.) / под общ. ред. В. В. Салмина ; ФГБОУ ВО «Пензенский гос. ун-т», Политехнический ин-т, Факультет машиностроения и транспорта, Межотраслевой научно-информационный центр (МНИЦ) ПГАУ. – Пенза, 2018. – С. 46–49.

2. Искалиев, А. И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений / А. И. Искалиев // Технич.-технологическое развитие отраслей и предприятий : сб. науч. тр. по мат-лам I Междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред. Н. А. Краснова ; Научная общественная организация «Профессиональная наука». – Нижний Новгород, 2017. – С. 4–9 и др.

3. Ляшенко, М. В. Виброзащитные свойства подвески сиденья с возможностью рекуперации энергии колебаний / М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев // Прогресс транспортных средств и систем-2018 : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.) / редкол.: И. А. Каляев, Ф. Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.] ; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ “Титан-Баррикады”». – Волгоград, 2018. – С. 71–73.

4. Ляшенко, М. В. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation [Электронный ресурс] / М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, А. И. Искалиев // MATEC Web of Conferences. Vol. 129: International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2017) (Sevastopol, Russia, September 11-15, 2017) / eds.: S. Bratan [et al.]; Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. –

[Publisher: EDP Sciences], 2017. – 5 p. – URL : https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/43/mateconf_icmtmte2017_06018.pdf.

5. ГОСТ 31316-2006. Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. Тракторы сельскохозяйственные колесные. – введ. 01.07.08. – М.: Стандартинформ, 2008. – 16 с. – (Межгосударственный стандарт).

6. ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Ч. 1. Общие требования. –

Введ. 01.11.07. – М.: Стандартинформ, 2006. – 10 с. – (Межгосударственный стандарт).

7. Устройство и функционирование стенда-гидропульсара : метод. указания / сост.: А. В. Поздеев, В. В. Новиков, А. В. Похлебин ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 16 с.

8. Определение передаточной функции пневматической подвески сиденья на стенде-гидропульсаторе / М. В. Ляшенко, А. В. Поздеев, Д. А. Чумаков, А. И. Искалиев // Тракторы и сельхозмашины. – 2018. – № 6. – С. 53–57.

УДК 629.114.2.042.027

В. В. Шеховцов, А. И. Искалиев, П. В. Потапов, А. А. Долотов
ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ УСТРОЙСТВ
С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ВИБРОЗАЩИТЫ ОПЕРАТОРА
КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: shehovtsov@vstu.ru

В статье рассмотрены способы и варианты технических решений виброзащиты оператора колесных и гусеничных машин, описано предложенное авторами техническое решение пневматической подвески сиденья, позволяющее осуществлять частичную рекуперацию колебательной энергии.

Ключевые слова: подвеска сиденья, трактор, вибрационная защита, рекуперация колебательной энергии.

V. V. Shehovtsov, A. I. Iskaliev, P. V. Potapov, A. A. Dolotov
ANALYSIS OF METHODS AND TECHNICAL SOLUTIONS FOR VIBRATION
PROTECTION OF OPERATOR OF WHEELED AND TRACKED VEHICLES

Volgograd State Technical University

This article describes methods and variants of technical solutions for vibration protection of operator of wheeled and tracked vehicles. Also the seat suspension system with the possibility of vibration energy recuperation proposed by authors is presented.

Keywords: seat suspension, tractor, vibration protection, vibration energy recuperation.

Введение

Одной из важнейших задач, которые приходится решать конструкторам на стадии проектирования новых тракторов, является задача защиты рабочего места оператора от повышенного шума и вибраций. Эволюция тракторной техники постоянно сопровождается ростом ее энерговооруженности и универсальности. При этом расширяется спектр частот и диапазон амплитуд возмущений, передающихся от ходовой части, от двигателя и трансмиссии через раму на кабину трактора. Подвеска остова трактора и подвеска кабины в определенной степени снижают амплитуды динамических воздействий от неравномерности действия тягового сопротивления, неровностей почвенного фона и вертикальных и угловых колебаний остова и кабины в продольном и поперечном направлениях,

у гусеничных машин также от перемотки звенчатой гусеницы, но в большинстве случаев окончательную защиту оператора от вибронгрузок должна обеспечивать подвеска сиденья. Конструкторами автотракторной техники предложено множество технических решений подвесок сидений, однако как на российских, так и на ряде зарубежных машин задачу виброзащиты оператора нельзя считать разрешенной в полной мере.

1. Результаты
экспериментальных исследований

Наиболее точные результаты для анализа степени виброзащищенности оператора во время эксплуатации машин получают экспериментально. Приведем некоторые результаты испытаний как колесных, так и гусеничных машин российского и иностранного производства.

Известно, что вертикальные колебания, передающиеся во время движения через раму полу кабины трактора и закрепленному на нем сиденью, являются наиболее интенсивными по сравнению с горизонтальными и угловыми колебаниями, действующими на сиденье [1, 2]. Поэтому далее будем рассматривать в основном воздействие этих колебаний.

На рис. 1 представлены результаты выполненных авторами измерений вертикальных ускорений на подушке серийного сиденья:

– колесного трактора К-744Р1 (ст.), испытанного на режиме вспашки стерни в агрегате с плоскорезом ПГ-3-5 при скорости движения 2,5 м/с;

– колесного трактора К-700а, испытанного на режиме движения без сельскохозяйственного орудия по прямолинейной полосе предварительно перепаханного участка со скоростью 3 м/с;

– гусеничного трактора ВТ-90В-С4, испытанного на режиме вспашки стерни в агрегате с плугом ПЛН-4-35.

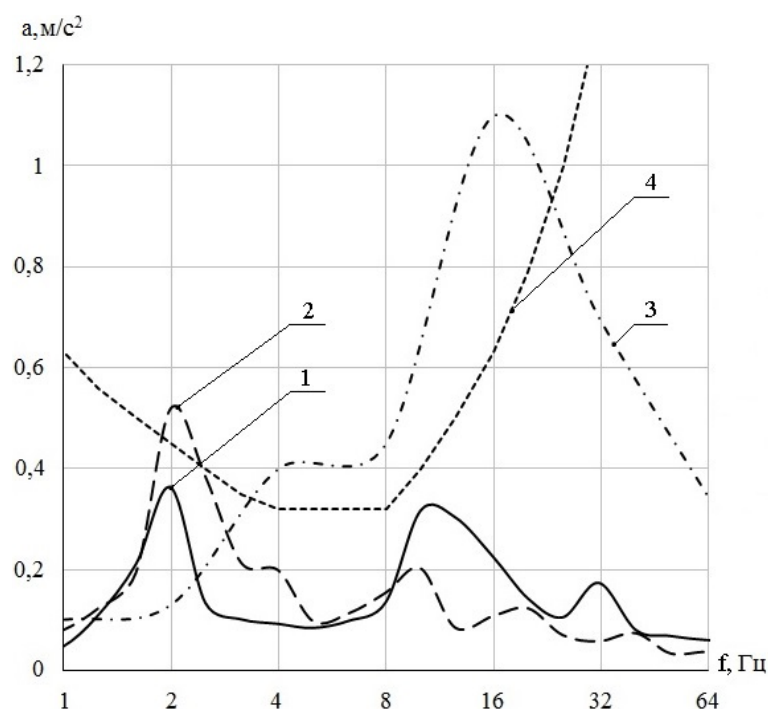


Рис. 1. Спектр вертикальных ускорений на подушке сиденья оператора трактора: 1 – К-744Р1(ст.); 2 – К-700а; 3 – ВТ-90В-С4; 4 – норма регламента СН 2.2.4-2.1.8.566-96 (ISO 2631-8 часов)

Сравнительный анализ полученных спектров вертикальных ускорений со стандартом ISO 2631 для 8-часового рабочего дня свидетельствует о том, что:

– у тракторов ПТЗ «Кировец» явно присутствует низкочастотный резонанс в полосе со среднегеометрической частотой 2 Гц, причем для более современного колесного трактора К-744Р1 резонансное ускорение оказалось ниже нормативных показателей;

– у гусеничного трактора ВТ-90В-С4 в частотном диапазоне от 4 Гц до 20 Гц ускорения выше допустимых нормативных значений.

Более подробно сравнительные спектры вертикальных ускорений пола кабины и подушки сиденья с водителем колесного трактора К-744Р1 (ст.) отображены на рис. 2. Из их рассмотрения следует отметить два факта:

– подвеска сиденья оператора трактора К-744Р1 (ст.) не уменьшает амплитуды резонансных колебаний в полосе со среднегеометрической частотой 2 Гц, передающихся от пола кабины, а, наоборот, увеличивает их почти на 8 %;

– аналогичная картина по увеличению амплитуд вертикальных ускорений наблюдается в наиболее чувствительном для тела человека диапазоне частот 2,5...8 Гц.

Подобные результаты получают также при исследованиях иностранной техники. Например, на рис. 3 показаны данные замеров вибрационных характеристик колесного трактора мощностью 93 кВт со сроком эксплуатации 10 лет, полученные в ходе полевых испытаний сотрудниками Института сельскохозяйственных и землеройных транспортных машин (г. Турин, Италия). Трактор имеет серийную пнев-

матическую подвеску сиденья с нерегулируемым гидравлическим амортизатором. Испытания проводились на опытном участке в Кандио-

ло на грунтовой дороге длиной 1000 м и со случайными неровностями высотой 2...3 см и двумя разными вариантами давления в шинах [3].

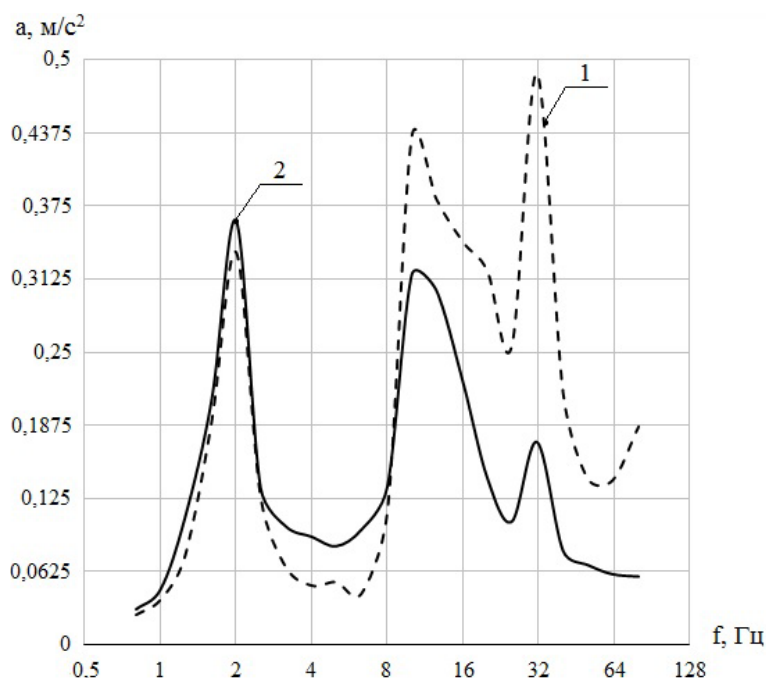


Рис. 2. Спектр вертикальных ускорений трактора К-744Р1 (ст.):
1 – на полу кабины; 2 – на подушке сиденья оператора

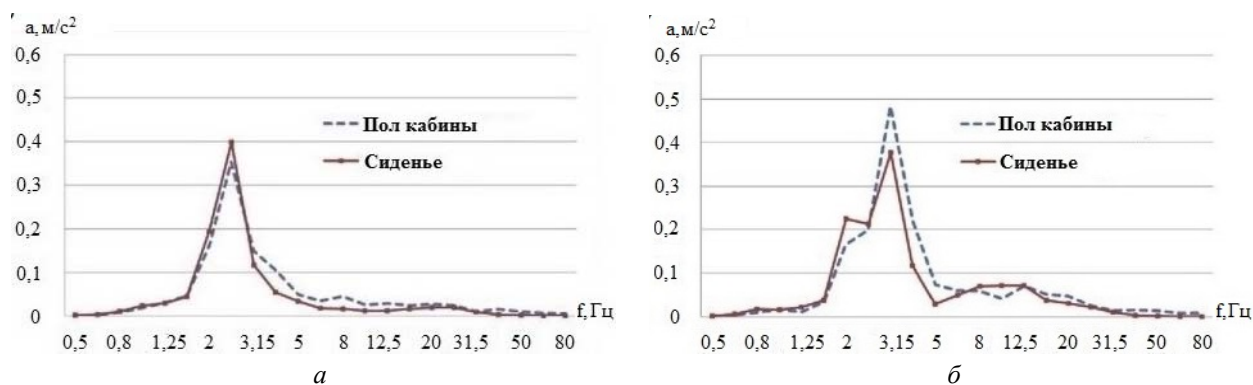


Рис. 3. Спектры вертикальных ускорений на полу кабины и подушке сиденья при движении трактора со скоростью 2,78 м/с по грунтовой дороге с давлением в шинах:
а – 90 кПа; б – 160 кПа

Графики рис. 3 свидетельствуют о том, что ускорения на подушке сиденья в третьооктавной полосе со среднегеометрической частотой 2,5 Гц превышают значения, полученные при измерении на полу кабины, на 14 % при давлении в шинах колес трактора 90 кПа. Увеличение давления в шинах колес до 160 кПа снизило амплитуду колебаний на подушке сиденья, однако в полосе со среднегеометрической час-

тотой 2 Гц вертикальные ускорения на сиденье вновь превышают ускорения пола кабины уже на 29 %. Таким образом, в данном случае подвеска сиденья также малоэффективна в низкочастотном диапазоне колебаний.

Подобные результаты получены при измерениях вибрускорений на колесных тракторах Т-150К и К-700 (рис. 4) при работе на пахоте со скоростью движения 2,8 м/с [4].

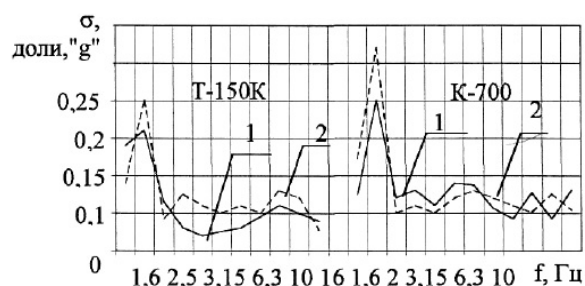


Рис. 4. Спектры виброускорений при работе колесного трактора на пахоте со скоростью 2,8 м/с: 1 – на раме; 2 – на подушке сиденья

Из анализа приведенных спектров (рис. 4) следует:

- штатные подвески сидений также и этих тракторов не снижают низкочастотный резонанс, а наоборот, усиливают его на 0,5g и более, что связано с недостаточной конструктивной проработкой при наличии совпадений частот вынужденных колебаний рамы с частотой собственных колебаний сиденья с водителем;
- штатные подвески сидений тракторов полноценно не отрабатывают свою функцию по обеспечению эффективного гашения колебаний только в зарезонансной частотной области.

Приведенные результаты экспериментальных исследований характерны и для подвесок сидений других сельскохозяйственных колесных и гусеничных машин [19, 20].

2. Предложенные рядом авторов пути решения задачи

Анализ работ отечественных и зарубежных ученых свидетельствует о том, что основными проблемами для обеспечения эффективной виброзащиты рабочего места оператора являются следующие:

1. Исследования показывают, что практически все пассивные системы поддрессирования сидений не обеспечивают отвечающую нормам виброзащиту оператора в диапазоне низких частот колебаний. Упругодемпфирующие свойства таких систем позволяют более-менее успешно отфильтровывать среднечастотные воздействия и достаточно хорошо – высокочастотные.

2. Система поддрессирования сиденья должна обеспечивать по возможности низкую частоту колебаний оператора. Наиболее комфортными являются колебания в диапазоне 1–1,5 Гц. Однако все существующие пассивные системы поддрессирования, включающие в себя упругие элементы и демпферы, могут обеспечить такую частоту только при большом динамическом ходе подвески (по расчетам, от 100 мм и выше).

Предельно допустимым в соответствии с нормами является динамический ход в 80 мм. При больших ходах затрудняется постоянный контакт оператора с органами управления трактором, наблюдаются признаки «морской болезни» и укачивания оператора.

3. Колебания оператора на сидении с такими частотами в принципе имеется возможность обеспечивать за счет использования активных систем поддрессирования с пневматическими упругими элементами. Однако при этом возникает необходимость в электронной системе управления этой подвеской, а при наличии еще систем управления подвесками кабины, остова, кузова и двигателя появляется трудноразрешимая проблема мгновенной взаимной синхронизации функционирования этих систем. Также необходима установка реагирующих на сигналы систем управления исполнительных механизмов и дополнительного оборудования, в частности, системы ресиверов и мощного источника энергии в виде постоянно работающего пневматического компрессора, что увеличивает расход топлива и снижает КПД машины. Как показывает опыт применения таких систем, они получаются как минимум в несколько раз дороже пассивных систем и не обеспечивают одинаковую виброзащиту оператора в конце ходов сжатия и отбоя из-за недостаточной скорости срабатывания системы управления, инерционности исполнительных механизмов и клапанных систем.

4. Во время эксплуатации КГМ оператор постоянно участвует в колебательном процессе на подвеске сиденья, при этом демпфирующие элементы подвески рассеивают колебательную энергию и переводят ее в тепло. Перспективными являются системы поддрессирования сидений, которые позволяют осуществлять вторичное полезное использование этой энергии, а также за счет ее рекуперации улучшать форму упругодемпфирующей характеристики подвески.

Таким образом, необходима разработка недорогих систем поддрессирования сидений тракторов, которые обеспечивали бы колебания оператора в комфортном диапазоне частот, низкие затраты энергии на их функционирование, одинаковую защиту оператора на ходах сжатия и отбоя и рекуперацию колебательной энергии.

В качестве недорогого варианта рядом российских авторов предложено в дополнение к обычному амортизатору пассивного типа

в подвеске сиденья использовать амортизатор прерывистого действия [5] с импульсным управлением при минимальном энергопотреблении путем «скачкообразного изменения структурного состояния системы при воздействии исполнительного механизма на упругодемпфирующее звено в определенные периоды времени». Авторами показано, что в некоторых диапазонах частот данная подвеска по эффективности не уступает активным подвескам. Однако подобные устройства, которые должны позволять осуществлять практически мгновенную корректировку и преобразование относительно движения масс, достаточно сложны в практической реализации и пока не нашли широкого распространения [0].

О. И. Поливаевым, А. Ю. Юшиным, О. М. Костиковым [6] предложено ввести в схему подвески дополнительный активный упругий элемент, который включается в работу при больших амплитудах колебаний и увеличивает жесткость на крайних участках упругой характеристики. Авторами показано, что в диапазоне резонансных частот он позволяет снижать уровень среднеквадратических виброускорений на подушке сиденья на 20 %. Однако сам активный упругий элемент и его система управления достаточно сложные и недешевые.

А. Д. Артющенко [7] предложена конструкция пневматической подвески устанавливаемого на трактор Т-150К сиденья, упругий элемент которой позволяет «поддерживать положение статического равновесия» при изменении весовой нагрузки с учетом малой величины частоты собственных колебаний, а амортизатор на среднем участке упругой характеристики создает небольшое сопротивление с его последующим плавным прогрессивным нарастанием по концам динамического хода. Это также практически активная подвеска со всеми ее достоинствами и недостатками.

Проблема увеличения жесткости упругодемпфирующей характеристики на концах ходов сжатия и отбоя рассматривалась также в работе В. В. Пилипенко, М. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко [8]; ими было предложено техническое решение пневматической подвески сиденья, в котором пневмоклапан обеспечивает несимметричность характеристики демпфирования при перетекании воздуха из полости рабочего объема в полость дополнительного объема и обратно. Это может рассматриваться как

один из перспективных путей решения задачи.

Весьма перспективным направлением считается внедрение в качестве упругих элементов в подвеску сиденья магнитореологических эластомеров на основе композитов из резиновой или силиконовой матрицы с микро- и наночастицами магнитомягкого карбонильного железа, жесткость которого регулируется магнитным полем. Возможность использования этих материалов в подвесках автомобильных сидений рассмотрена в работах И. В. Балабина, В. В. Богданова, И. С. Чабунина [9]. В подвесках сидений отечественных тракторов такие решения пока не нашли распространения.

Рядом авторов предложено использовать в подвесках сидений инерционные элементы, динамические гасители, устройства с частотно зависимым пневматическим демпфированием. Однако такие элементы потенциально могут создать амплитудные провалы в узких резонансных полосах частот возбуждения [10].

Предложены технические решения подвески сидений с «перескоком» [11, 12, 13] на основе пневматических виброзащитных модулей, которые формируют средний участок нелинейной упругой характеристики с квазиузуловой жесткостью. Это смещает резонанс в область более низких частот возмущений и повышает эффективность виброзащиты, особенно в зарезонансной области. Сложнее у подобных конструкций обеспечивается необходимый статический ход.

Рядом авторов [14, 15, 16, 17] предложены технические решения подвесок сидений, в которых осуществляется рекуперация колебательной энергии. Анализ работ свидетельствует о том, что в предложенных решениях в недостаточной степени проработаны вопросы создания алгоритмов управления исполнительными механизмами, а также вопросы управляемого отбора энергии на каждом из режимов нагружения. Наибольшая возможность создания релаксационной подвески с одновременным регулированием как диссипативных, так и упругих сил и управляемой рекуперацией энергии колебаний имеется на основе пневматических устройств. Реализация необходимой упругодемпфирующей характеристики возможна путем добавления полостей с дополнительными объемами воздуха, сообщающихся и разобщающихся в определенные промежутки времени по специальным алгоритмам с рабочей полостью упругого элемента. Мгновенный пере-

пад давлений между полостями в цикле колебаний может использоваться, к примеру, для привода пневматического двигателя, рекуперирующего энергию колебаний [21, 22].

3. Техническое решение предлагаемой подвески

Концепция управления формой упруго-демпфирующей характеристики подвески состоит в организации управляемого обмена воздухом между полостью пневмобаллона и ресиверами с рекуперацией части колебательной энергии в конце ходов сжатия и отбоя при изменении знака скорости деформации подвески, когда потенциальная энергия достигает экстремальных значений [21, 22, 23].

На рис. 5 представлена схема предлагаемого устройства [18]. Подвеска работает следующим образом. На ходе сжатия (рис. 6, участок а–б) давление воздуха в полости пневмобаллона 1 возрастает, при этом клапаны 7 и 8 закрыты и сообщение с ресиверами 9 и 10 отсутствует. В конце хода сжатия (рис. 6, участок б–с) при смене знака скорости деформации сигнал с датчика 14 поступает на блок управления 15, открывающий клапан 8, и воздух из полости пневмобаллона 1 под давлением подается в ресивер 9. Между ресиверами 9 и 10 образуется перепад давления, который приводит в действие пневмодвигатель 11 при перемещении воздуха между ресиверами.

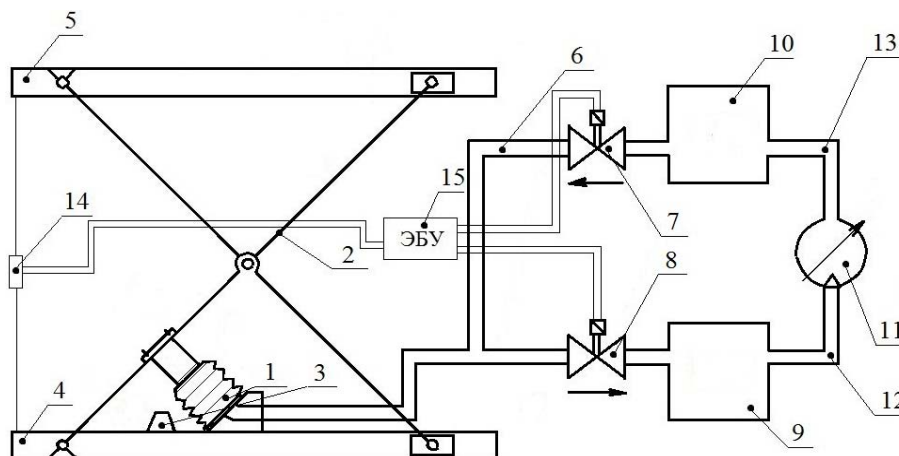


Рис. 5. Схема подвески сиденья:

1 – пневмобаллон; 2 – направляющие рычаги; 3 – ограничитель хода; 4 – нижнее основание; 5 – верхнее основание; 6, 12 и 13 – пневмомагистрали; 7 и 8 – электропневматические клапаны; 9 и 10 – ресиверы; 11 – пневмодвигатель; 14 – датчик перемещения; 15 – электронный блок управления работой клапанов

На рис. 6 показаны границы поля упругодемпфирующих характеристик подвески.

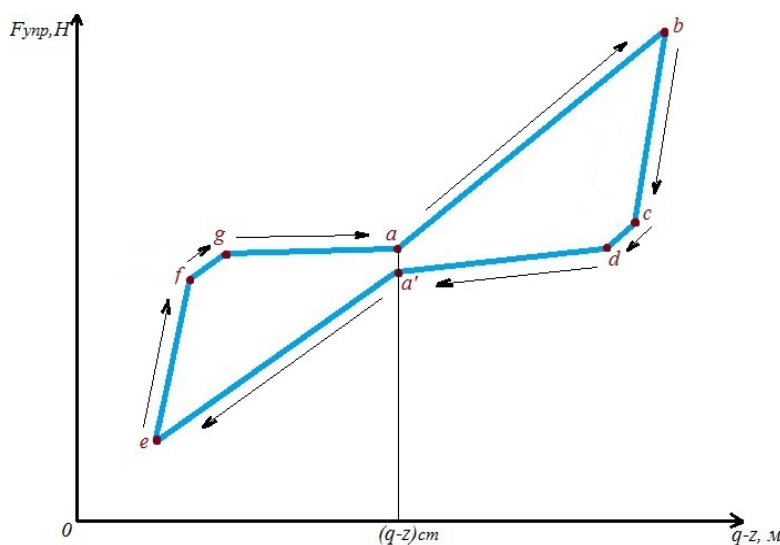


Рис. 6. Границы поля упругодемпфирующих характеристик

На ходе отбоя (рис. 6, участок с–d) клапан 8 закрывается, при этом связь пневмобаллона с ресиверами отсутствует. Клапан 7 открывается только тогда (рис. 6, участок d–a'), когда давление воздуха в пневмобаллоне становится не больше давления воздуха в ресивере 10. Тогда воздух под давлением из ресивера 10 поступает в полость пневмобаллона и приводит в действие пневмодвигатель. При достижении положения статического равновесия (рис. 6, участок a'–e) клапан 7 закрывается, сообщение с ресиверами прекращается. В конце хода отбоя при смене знака скорости деформации подвески (рис. 6, участок e–f) по сигналу датчика 14 открывается клапан 7, воздух под давлением из ресивера 10 подается в пневмобаллон и приводит пневмодвигатель.

В начале хода сжатия (рис. 6, участок f–g) клапан 7 закрывается, связь пневмобаллона с ресиверами прерывается. Клапан 8 открывается (рис. 6, участок g–a) только тогда, когда давление воздуха в полости пневмобаллона становится не меньше давления в ресивере 9. До достижения положения статического равновесия клапан 8 открыт, и воздух перетекает из полости пневмобаллона в ресивер 9, приводя в действие пневмодвигатель 11.

Расчетные сравнительные исследования разработанных математических моделей штатной и предлагаемой подвесок сидений показали высокую эффективность последней по обеспечению виброзащиты рабочего места оператора КГМ. На частоте гармонического возмущения 2 Гц относительное снижение коэффициента передачи $H(f)$ предлагаемой подвески по сравнению со штатной составило 51 %, на частотах 3, 4, 5, 6, 8 и 10 Гц – 72 %, 81 %, 84 %, 85 %, 89 % и 91 % соответственно. Максимальная эффективность рекуперировующего устройства обеспечивается при частоте гармонического возмущения 5 Гц.

При случайном возмущении предлагаемая подвеска сиденья по сравнению со штатной обеспечивает уменьшение вертикальных ускорений пола кабины в третьоктавной полосе со среднегеометрическими частотами 2, 2,5, 3,15, 4, 5, 6,3, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 31,5 и 40 Гц соответственно в 1,3 раза, в 3 раза, в 2 раза, в 4 раза, в 10 раз, в 4 раза, в 14 раз, в 19 раз, в 23 раза, в 34 раза, в 44 раза, в 77 раз, в 73 раза и в 175 раз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Подрессоривание кабин тягово-транспортных средств : учеб. пособие / В. В. Шеховцов [и др.] ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 160 с.
2. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. Deboli, R. Whole-body vibration : Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat / R. Deboli, A. Calvo, C. Preti // International Journal of Industrial Ergonomics. – 2017. – Vol. 58. – P. 69–78.
4. Поливаев, О. И. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств : моногр. / О. И. Поливаев, А. Ю. Юшин ; ВГАУ им. К. Д. Глинки. – Воронеж : ВГАУ им. К. Д. Глинки, 2008. – 177 с.
5. Гальянов, И. В. Виброзащитные системы с прерывистым демпфированием / И. В. Гальянов, О. В. Фоминова // Безопасность жизнедеятельности. – 2006. – № 4. – С. 2–8.
6. Пат. 2363598 Российская Федерация, МПК В 60 Н 2/52. Активная подвеска сиденья транспортного средства / О. И. Поливаев, А. Ю. Юшин, О. М. Костиков, Е. Н. Родин; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени К. Д. Глинки». – № 2008118046/11; заявл. 05.05.08; опубл. 10.08.09, Бюл. № 22.
7. Артюшенко, А. Д. К вопросу обоснования параметров подвески вторичного подрессоривания / А. Д. Артюшенко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»: сб. науч. тр. / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2010. – № 1. – С. 61–66.
8. Пилипенко, В. В. Пневматические системы виброзащиты с квазиулеевой жесткостью / В. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко, Л. Г. Запольский // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 17–25.
9. Балабин, И. В. Адаптивная подвеска сиденья транспортного средства на основе смарт-материалов / И. В. Балабин, В. В. Богданов, И. С. Чабунин // Автомобилестроение России: новые вызовы : сб. науч. ст. по мат-лам 89-й междунар. науч.-техн. конф. ААИ (18 марта 2015 г.) / ААИ [и др.]. – М., 2015. – С. 10–14.
10. Амельченко, Н. П. Улучшение виброзащитных свойств подвески сиденья водителя колесного трактора : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н. П. Амельченко. – Могилев, 2008. – 20 с.
11. Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью : моногр. / П. М. Алабужев [и др.] ; под ред. К. М. Рагульска. – Л. : Машиностроение, 1986. – 96 с.
12. Обозов, А. А. Экспериментальная оценка уровней диссипации в подвеске сиденья дорожно-строительной машины / А. А. Обозов // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2013. – № 17. – С. 128–130.
13. Осинковский, А. Л. Теоретическое обоснование и внедрение виброзащиты операторов мобильных машин системами перескока : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. Л. Осинковский. – СПб. (Л.), 1992. – 41 с.
14. Пат. 2139458 Российская Федерация, МПК F 16 F 9/50. Двухкамерный пневматический амортизатор / Е. Е. Прокопов, В. И. Чернышев ; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – № 98122187/28 ; заявл. 03.12.98 ; опубл. 10.10.99.

15. Пат. 2266831 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/50. Пневматическая подвеска сиденья оператора / О. С. Кочетов, М. О. Кочетова, Т. Д. Ходакова, И. В. Гальянов, А. В. Шестернинов, Г. В. Львов, А. В. Куличенко, М. А. Шестернинова, В. А. Шестернинов, Ю. Г. Львова ; патентообладатель О. С. Кочетов. – № 2004119862/11 ; заявл. 30.06.04 ; опубл. 27.12.05, Бюл. № 36.
16. Пат. 2266830 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/50. Пневматическая подвеска сиденья самоходного транспортного средства / О. С. Кочетов, М. О. Кочетова, Т. Д. Ходакова, И. В. Гальянов, А. В. Шестернинов, Г. В. Львов, А. В. Куличенко, М. А. Шестернинова, В. А. Шестернинов, Ю. Г. Львова ; патентообладатель О. С. Кочетов. – № 2004119861/11 ; заявл. 30.06.04 ; опубл. 27.12.05, Бюл. № 36.
17. Чернышев, В. И. Улучшение условий труда операторов транспортных средств путем разработки и реализации виброзащитных систем с импульсным управлением: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. И. Чернышев. – СПб. (Л.), 1994. – 41 с.
18. П. м. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. И. Искалиев ; ВолгГТУ. – 2018.
19. Искалиев, А. И. Перспективы развития систем поддрессирования автотракторных сидений / А. И. Искалиев, М. В. Ляшенко // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сб. ст. IV Всерос. науч.-техн. конф. для молодых ученых и студентов с междунар. участием (г. Пенза, 14–15 марта 2018 г.) / под общ. ред. В. В. Салмина ; Пензенский гос. ун-т, Политехнический ин-т, Факультет машиностроения и транспорта, Межотраслевой научно-информационный центр (МНИЦ) ПГАУ. – Пенза, 2018. – С. 46–49.
20. Искалиев, А. И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений / А. И. Искалиев // Техно-технологическое развитие отраслей и предприятий : сб. науч. тр. по мат-лам I Междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред. Н. А. Краснова ; Научная общественная организация «Профессиональная наука». – Нижний Новгород, 2017. – С. 4–9 и др.
21. Математическая модель колебаний сиденья транспортного средства с рекуперацией энергии посредством пневматического потребителя / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. А. Федянов, А. И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2019. – № 3 (28). – С. 10–18.
22. Ляшенко, М. В. Виброзащитные свойства подвески сиденья с возможностью рекуперации энергии колебаний / М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев // Прогресс транспортных средств и систем-2018 : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.) / редкол.: И. А. Каляев, Ф. Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.] ; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ “Титан-Баррикады”». – Волгоград, 2018. – С. 71–73.
23. Ляшенко, М. В. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation [Электронный ресурс] / М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, А. И. Искалиев // MATEC Web of Conferences. Vol. 129: International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2017) (Sevastopol, Russia, September 11–15, 2017) / eds.: S. Bratan [et al.]; Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. – [Publisher: EDP Sciences], 2017. – 5 p. – URL : https://www.mateconferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/43/mateconf_icmtmte2017_06018.pdf.

УДК 629.114.2.042.027

М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. А. Долотов

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: shehovtsov@vstu.ru

В статье представлен краткий анализ используемых в подвесках сидений упругих элементов, способов демпфирования колебаний и рассмотрены технические решения наиболее современных отечественных и зарубежных систем поддрессирования сидений колесных и гусеничных машин.

Ключевые слова: упругий элемент, подвеска сиденья, демпфирование колебаний, техническое решение подвески.

M. V. Lyashenko, V. V. Shehovtsov, P. V. Potapov, A. A. Dolotov

ANALYSIS OF SUSPENSION METHODS AND DESIGNS OF SEAT SUSPENSIONS FOR WHEELED AND TRACKED VEHICLES

Volgograd State Technical University

This article presents brief analysis of elastic elements and vibrations damping methods used in seat suspensions. Also designs of the most advanced Russian and foreign seat suspension systems for wheeled and tracked vehicles are considered.

Keywords: elastic element, seat suspension, vibrations damping, suspension design.

1. Упругие и демпфирующие элементы в подвесках сидений

На современном этапе большинство крупных компаний, занимающихся проектированием и производством автотракторной техники, ведут целенаправленную политику по улучшению комфортабельности рабочего места оператора. При этом особое внимание уделяется его защите от негативного влияния шума и вибраций за счет использования современных систем поддрессоривания кабины и сиденья [1].

Предложено множество технических решений упругих и демпфирующих элементов для использования в подвесках сидений. Металлические упругие элементы обычно представляют собой винтовые цилиндрические и конические пружины растяжения-сжатия, пружины кручения, пластинчатые и тарельчатые пружины, гибкие упругие стержни, торсионы и рессоры. Чаще всего они имеют линейную упругую характеристику, хотя ряд из них обладает нелинейной характеристикой. Таковы, например, устройства с коническими, некоторыми тарельчатыми и пластинчатыми пружинами. В ряде устройств нелинейная характеристика формируется за счет последовательного включения в работу элементов с разной жесткостью либо за счет изменения плеч рычагов направляющих элементов подвески в ходе работы. В отдельных устройствах предусмотрено формирование упругой характеристики за счет предварительного нагружения упругого элемента [2, 3, 4].

Упругие элементы из эластомеров обладают нелинейной упругой характеристикой. Она получается в результате того, что сам эластомер обладает нелинейной упругой характеристикой, а в ряде случаев дополнительно эта характеристика формируется за счет последовательного подключения элементов с разной жесткостью либо включении на прямом и обратном ходах разного количества упругих элементов [3].

Наиболее перспективными являются устройства, в которых в качестве упругого элемента используется воздух или иной газ. Их применение в подвесках обусловлено рядом очевидных преимуществ, так как они обеспечивают хорошую нелинейную упругую характеристику подвески и возможность эффективного гашения колебаний во всем рабочем диапазоне частот. Газ обладает меньшей инертностью по сравнению с жидкостью и подвеска быстрее реагирует на воздействия со стороны поддрессорируемого объекта [2].

Предложены также устройства с электромагнитными упругими элементами, нелинейная упругая характеристика которых формируется в результате изменения напряжения магнитного поля, изменяющего вязкость используемой в качестве рабочего тела магнитореологической жидкости [3, 4].

Демпфирующие свойства элементов подвески формируются обычно за счет дросселирования рабочей жидкости или газа при перетекании из полости в полость на прямом и обратном ходах, за счет регулируемого сухого трения либо за счет внутреннего трения в материале упругих элементов [3, 4].

2. Отечественные конструкции подвески сидений

Самый распространенный среди используемых в подвесках сидений тип направляющего механизма – рычажная система (рис. 1), точки соединения звеньев которой образуют параллелограмм. При движении трактора сиденье с подобным направляющим устройством качается вместе с водителем, параллельно перемещаясь относительно пола кабины. В местах креплений пружин и амортизаторов обычно располагают резиновые элементы, ограничивающие предельный ход, предотвращающие стуки, скрипы и удары металлических поверхностей друг об друга [2].

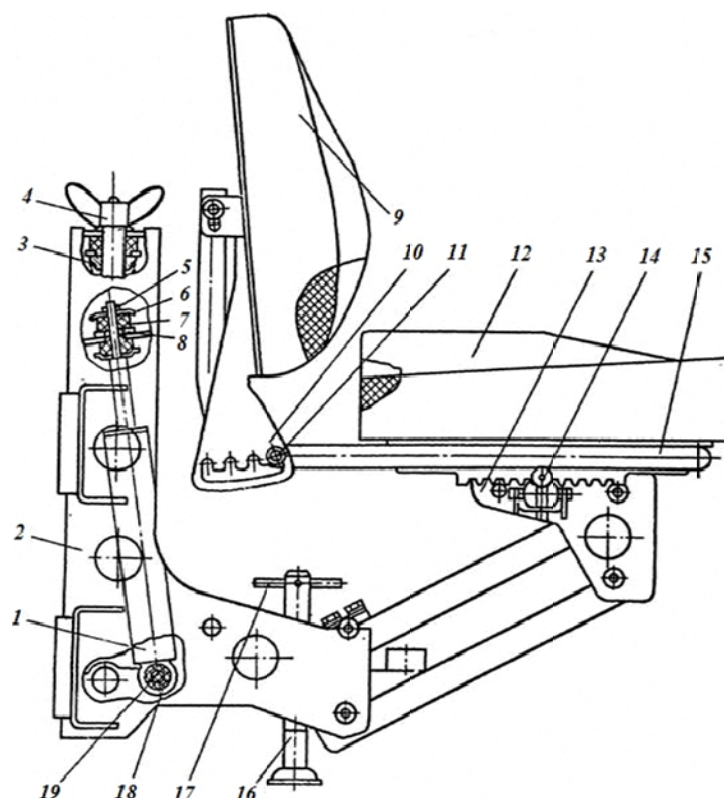


Рис. 1. Сиденье трактора «Кировец»:

1 – амортизатор; 2 – механизм подвески; 3 – блок пружин; 4, 14 и 17 – рукоятки; 5 – гайка; 6 и 8 – шайбы; 7 и 18 – резиновые втулки; 9 – спинка; 10 – сектор; 11 и 19 – оси; 12 – подушка; 13 – рейка; 15 – осто́в; 16 – винт

В подвеске сиденья водителя автомобиля БелАЗ 75483 (рис. 2) [5] в качестве упругого элемента использован пластинчатый торсион 11, закрепленный одной стороной на кронштейне 8 и соединенный другой стороной с рычагами 3 ножничного направляющего аппарата подвески. Колебания и удары, передаваемые на кабину при движении самосвала, смягчаются закручиванием торсиона 11, гасятся гидравлическим амортизатором 10 и частично трением в сопряжениях. Жесткость торсиона 11 регулируется болтом 6. Габаритный гидравлический амортизатор 10 конструктивно выведен за спинку сиденья, закрепляясь одним концом на кронштейне 8 и другим концом на основании подвески. Ножничный направляющий механизм, состоящий из накрест расположенных рычагов 3, обеспечивает строго вертикальное перемещение подушки 5 и спинки 9 сиденья.

Подвески с металлическими упругими элементами при наличии определенного направляющего механизма обладают достаточным для эксплуатации ходом, возможностью ручной регулировки жесткости и статического положения сиденья, простотой, дешевизной, надежностью конструкции, приемлемой ремонтпригодностью, удобством в обслуживании. Немало-

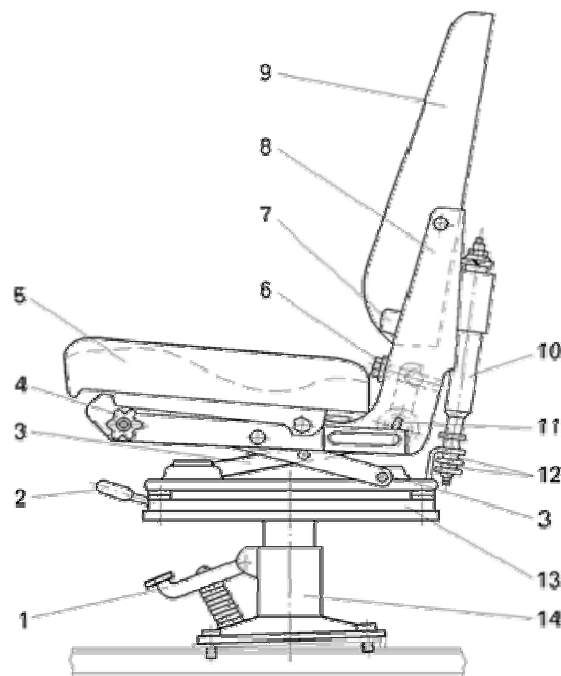


Рис. 2. Сиденье водителя автомобиля БелАЗ 75483:

1 – педаль вертикальной регулировки сиденья; 2 – рукоятка механизма регулировки в продольном направлении; 3 – рычаги торсионной подвески; 4 – рукоятка регулировки положения наклона подушки; 5 – подушка; 6 – болт механизма регулировки жесткости торсиона; 7 – рычаг регулировки положения наклона спинки; 8 – кронштейн; 9 – спинка; 10 – гидравлический амортизатор; 11 – торсион; 12 – буфер; 13 – салазковый механизм регулировки положения сиденья в продольном направлении; 14 – подставка

важны также отработанная технология изготовления и унификация большинства комплектующих узлов и деталей. К недостаткам подобных подвесок в первую очередь относят недостаточные для удовлетворения санитарных норм виброзащитные свойства в широкой области частот воздействий со стороны остова и кабины, а также повышенный нагрев гидравлического амортизатора при его интенсивной работе [2].

На современных тракторах известных мировых брендов, как например «Valtra», «CLAAS», «FENDT», «DEUTZ-FAHR», «John Deere», «Ростсельмаш», «МТЗ», а также на грузовых автомобилях, автобусах и строительно-дорожных машинах для поддрессирования сиденья водителя устанавливают подвески с пневматическим упругим элементом (рис. 3) [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12]. Пневматический элемент (рис 3, а) имеет нели-

нейную прогрессивную упругую характеристику и малые массогабаритные параметры по сравнению со стальными упругими элементами. Он позволяет при наличии определенных условий изменять жесткость подвески и вертикальное положение поддрессированной массы путем автоматического регулирования давления воздуха в рабочей камере. Таким образом осуществляется адаптация к изменению грузоподъемности и поддерживается постоянство значения частоты собственных колебаний поддрессированной массы. Кроме того, работа пневматического упругого элемента практически не сопровождается стуками и скрипами, что характерно для металлических упругих элементов. В подвесках сидений пневматические упругие элементы обычно работают совместно с гидравлическими и газовыми гасителями колебаний [2].



а



б

Рис. 3. Пневматическая подвеска сиденья:
а – пневматический упругий элемент; б – механизм подвески сиденья

Поскольку к пневматическому упругому элементу предъявляются требования компактности, он обычно не объединяется конструктивно заодно с амортизатором, как это принято в штатных подвесках автомобилей, а устанавливается отдельно в пределах, определяемых компоновкой. В подвеске сиденья (рис. 3, б) пневматическая рессора и гидравлический демпфер располагаются между ножницами направляющего аппарата.

Тенденция использования ножничного направляющего механизма в пневматических подвесках сидений на примере производства продуктов компаний «GRAMMER AG», «Sears Manufacturing Co.», «Bostrom Seating» [13, 14, 15] обусловлена:

- кинематической схемой, обеспечивающей строго вертикальное перемещение, а также ус-

тойчивую параллельность подушки и спинки сиденья относительно пола кабины;

- возможностью изменения величины упругих и неупругих сопротивлений при изменении угла наклона рессоры и амортизатора относительно пола кабины при работе подвески [13];

- изменяемой в динамике приведенной характеристикой подвески, зависимой от мгновенного угла наклона рычагов к полу кабины, что освобождает от необходимости в использовании габаритных упругих и демпфирующих устройств и обеспечивает возможность их компактного и удобного размещения.

В конструкциях современных сидений в основном используются диафрагменные и рукавные пневматические рессоры без направляющих, представляющие собой резинокордные

оболочки с фланцевой пластиной и пластиковым поршнем. Данные рессоры просты, компактны, обладают возможностью деформироваться в различных плоскостях, малочувствительны к перекосам [16] (рис. 4).



Рис. 4. Пневматические рессоры компании «Contitech»

Для автоматического регулирования рабочего давления воздуха в упругом элементе обычно используется отдельный клапан или блок клапанов пневматического распределителя. К примеру, в подвеске сиденья автомобиля БелАЗ 7540А (рис. 5) система регулировки приводится в действие при наличии нагрузки за счет поворота рычага распределителя, соединенного с нижним рычагом 2 направляющего аппарата. Подача воздуха осуществляется встроенным в конструкцию подвески электрическим компрессором с запиткой от бортовой сети. Иногда дополнительно присутствует кнопка для экстренного стравливания воздуха [5], позволяющая быстро опустить сиденье в нижнее положение.

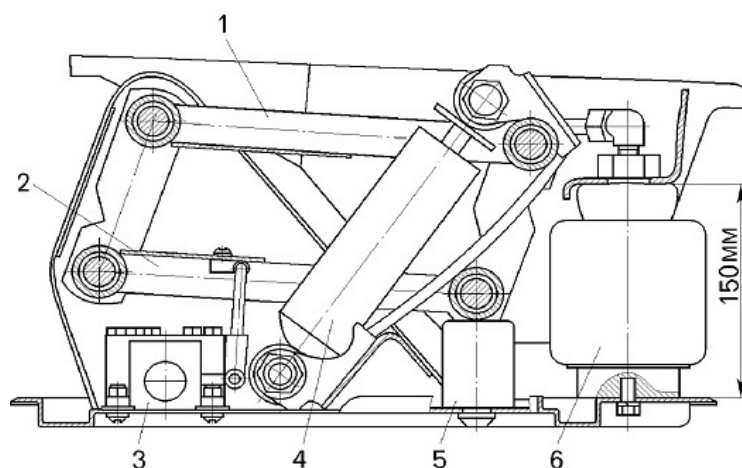


Рис. 5. Схема подвески сиденья автомобиля БелАЗ 7540А:
1 – верхний рычаг; 2 – нижний рычаг; 3 – пневматический распределитель;
4 – амортизатор; 5 – буфер; 6 – пневмобаллон

3. Зарубежные конструкции подвески сидений

В Институте технической механики НАН Украины сконструирован автономный пневматический виброзащитный модуль для сидений водителей транспортных средств различного назначения [17] (рис. 6) с эластичной резинокордной оболочкой и дополнительной герметичной полостью с воздухом, образованной в металлическом каркасе основания подвески или выведенной за ее пределы в качестве баллона с изменяемым объемом, между которыми установлен клапан с несимметричной пропускной способностью. Модуль потенциально позволяет обойтись без штатного гидравлического амортизатора за счет создания условий для неравновесного состояния рабочего газа в полостях.

Компрессор модуля работает за счет энергии колебаний корпуса движущегося транс-

портного средства, передающейся на нижнюю платформу сиденья. Автоматическое поддержание заданного положения реализуется за счет изменения давления в рабочей полости и эффективной площади резинокордного упругого элемента. За счет прокачивания маслораздушной смеси через калиброванные отверстия между полостями осуществляется рассеивание энергии колебаний [18].

Крупные зарубежные производители на своих машинах используют подвески сидений активного типа, которые позволяют автоматически изменять положение сиденья в пространстве и свои упругодемпфирующие характеристики в зависимости от режимов эксплуатации машины. К примеру, фирма «Grammer» выпускает целый ряд сидений «Maximo Evolution Active» с активным подрессориванием [14] (рис. 7), которые используются на колесных тракторах «Fendt».

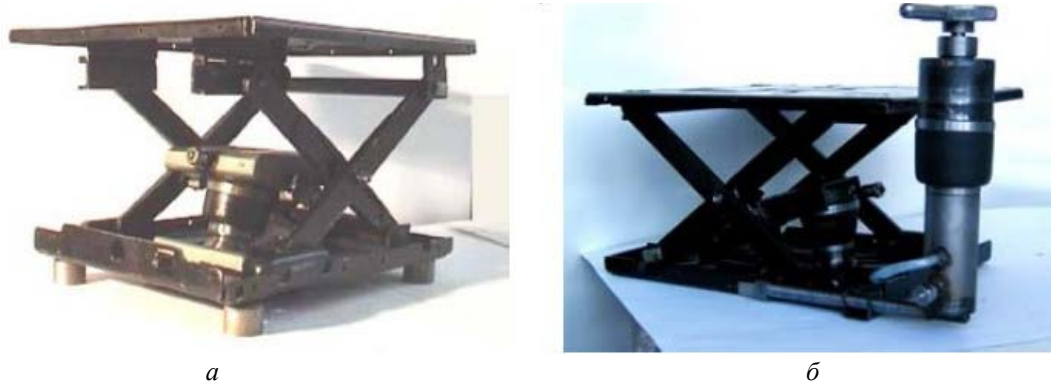
*a**б*

Рис. 6. Варианты конструкций виброзащитного модуля:

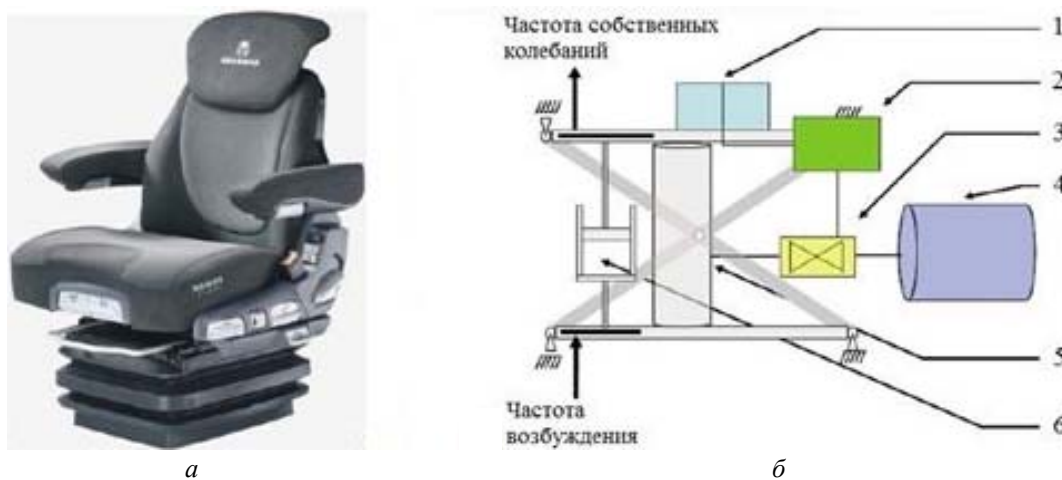
a – со встроенным компрессором; *б* – с дополнительной воздушной полостью изменяемого объема*a**б*

Рис. 7. Сиденье фирмы «Grammer» с активной подвеской:

a – общий вид сиденья; *б* – схема подвески; 1 – датчик положения; 2 – контроллер; 3 – электропневматический клапан; 4 – дополнительный объем воздуха; 5 – пневматический упругий элемент; 6 – амортизатор

Датчик положения 1 при возбуждении основания сиденья передает данные с частотой 250 Гц на контроллер 2. После обработки и выбора оптимального решения блок контроллера 2 посылает управляющий сигнал на привод электропневматического клапана 3. Происходит коммутация полости рессоры 5 и объема 4. Таким образом автоматически поддерживается необходимая жесткость, а гашение колебаний реализуется не только с помощью гидравлического амортизатора 6, но и пневматического демпфирования, когда воздух перетекает из рабочего объема элемента 5 в дополнительный объем 4 и обратно. Данная пневмосистема максимально эффективна в частотном диапазоне 0,8...5 Гц, что обусловлено ограниченными функциональными возможностями исполнительных устройств, а также требует постоянного воздушного питания от встроенного электрического компрессора и, следовательно, больших внешних затрат энергии [14].

Компания «Sears» разработала и внедрила в линейку тракторов фирмы «John Deere» свой проект ряда подвесок сидений, включая полу-активную версию «системы снижения вибраций» VRS® (рис. 8) с регулируемым демпфирующим усилием амортизатора с магнито-реологической жидкостью [15]. При движении трактора по неровностям датчик положения передает контроллеру 3 сигналы о состоянии дорожных условий в режиме реального времени с частотой 500 Гц и выбирается подходящий алгоритм реакции на возмущения. Сигнал управления поступает к магнито-реологическому демпферу 2, под действием магнитного поля рабочая жидкость меняет вязкость и происходит адаптация диссипативного усилия подвески под конкретное возбуждение системы. По оценкам экспертов компании, подвеска способна обеспечить частоту собственных колебаний ниже 0,5...0,75 Гц и снижение передачи вибраций более чем на 40 % [15]. Единственно сложным

узлом является магнитореологический демпфер 2, который в целом определяет работоспо-

собность, эффективность и стоимость всей конструкции.

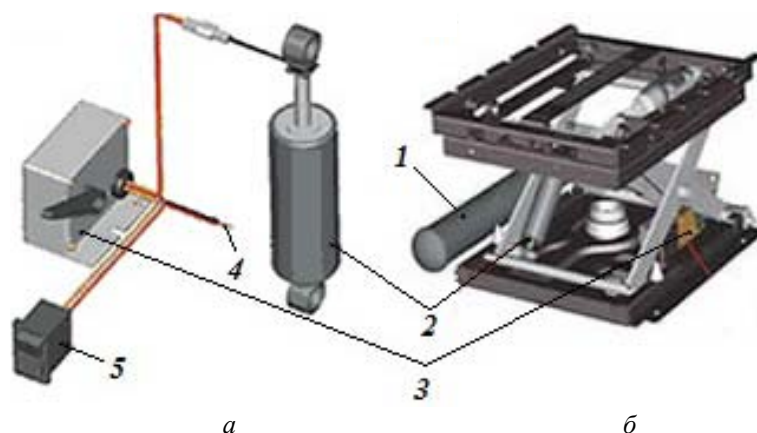


Рис. 8. Полуактивная подвеска сиденья VRS® фирмы «Sears»: а – структурная схема системы управления упругодемпфирующей характеристикой; б – схема расположения элементов системы управления в подвеске сиденья: 1 – баллон со сжатым воздухом; 2 – магнитореологический демпфер; 3 – контроллер и датчик положения; 4 – цепь источника питания; 5 – переключатель выбора жесткости подвески

Американская компания «Bose» создала систему поддрессирования сиденья для водителей грузовых автомобилей «Volvo» «Bose Ride» (рис. 9), использующую информацию от собственного интеллектуального датчика для расчета и генерации сил противофазного действия, необходимых для защиты водителя от нежелательных перемещений и вибраций, линейным электромагнитным приводом [13].



Рис. 9. Система «Bose Ride»: 1 – верхняя часть сиденья; 2 – двенаправленное горизонтальное поддрессирование; 3 – линейный электромагнитный привод; 4 – рекуперативный усилитель с блоком управления; 5 – направляющий механизм; 6 – пневматический элемент; 7 – интеллектуальный датчик

Датчик 7 непрерывно фиксирует мгновенные данные воздействий и передает их на микроконтроллер блока 4, где обрабатываются входящие импульсы и формируются оптимальные исполнительные сигналы с частотой 1000 Гц. Рекуперативным усилителем 4 подается питание на электромагнитный привод 3. Система активно противодействует ударам, вертикальным колебаниям и вибрациям в широком диапазоне частот, создавая противоположно направленное усилие приводом 3, достаточное для перемещения водителей весом от 45 до 160 кг. Пневматический элемент 6 автоматически настраивается для позиционирования и поддержки веса водителя. Если алгоритмы в определенный момент времени не могут скорректировать возникающие отклонения, блок управления 4 автоматически прекращает работу электромагнитного цикла управления и система переходит к резервному пассивному режиму работы с пневматической рессорой 6 [13].

4. Современные тенденции совершенствования подвесок сидений

Анализ конструкций подвесок сидений современных машин позволил выявить ряд тенденций, которым следуют ведущие компании-разработчики:

- широкое применение пневматических упругих элементов с эластичной диафрагменной оболочкой и ножничного направляющего аппарата;

– приоритет компоновочных решений, предполагающих компактное совместное размещение направляющего механизма, упругодемпфирующих устройств, элементов системы управления и исполнительных механизмов;

– стремление к использованию автономных саморегулируемых систем со встроенным компрессором с электроприводом;

– постепенный уход от традиционного гашения колебаний только нерегулируемым гидравлическим амортизатором и освоение других типов демпфирования (воздушного, магнито-реологического, с противофазным возбуждением усилием);

– внедрение интеллектуального электронного управления параметрами поддрессирования по активному или полуактивному принципу;

– обеспечение связи и обмена информацией между электронной системой управления подвеской сиденья и другими бортовыми системами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Искалиев, А. И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений / А. И. Искалиев // Техно-технологическое развитие отраслей и предприятий : сб. науч. тр. по мат-лам I Междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред. Н. А. Краснова ; Научная общественная организация «Профессиональная наука». – Нижний Новгород, 2017. – С. 4–9.
2. Пневмоподвеска сиденья: удобство и комфорт [Электронный ресурс]. – 2017. – Режим доступа : <http://ru.megasos.com/wiki/pnevmoподveska-sideniya-udobstvo-i-komfort>.
3. Анализ технических решений виброизоляторов / А. В. Победин, О. Д. Косов, В. В. Шеховцов, К. В. Шеховцов // Прогресс транспортных средств и систем-2009 : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 13–15 окт. 2009 г. В 2 ч. Ч. 1 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 210–211.
4. Анализ и классификация технических решений виброизоляторов подвески кабины / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, О. Д. Косов, К. В. Шеховцов // Проектирование колесных машин : Материалы Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию начала подготовки инженеров по автомобильной специальности в МГТУ им. Н. Э. Баумана (25–26 декабря 2009 г.) / МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 2010. – С. 181–184.
5. Сиденье водителя на механической подвеске самосвалов БелАЗ [Электронный ресурс]. – 2017. – Режим доступа : http://sinref.ru/avtomobili/BelAZ/003_kariernie_samosvali_7540a_7540B_7540D_7540K_7540C/171.htm.
6. Официальный сайт John Deere в России [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.deere.ru>.
7. Технические характеристики тракторов Valtra [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.valtra.ru/productcompare.aspx>.
8. Тракторы : Минский тракторный завод [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.belarus-tractor.com/catalog/tractors/>.
9. Тракторы CLAAS [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.claas.ru/produkte/traktoren>.
10. Тракторы Fendt Vario для эффективной работы [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : http://www.fendt.com/ru/tractors_.asp.
11. Тракторы ROSTSELMASH [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://rostselmash.com/products/tractors>.
12. Tractors – DEUTZ-FAHR [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.deutz-fahr.com/ru-RU/products/tractors>.
13. Bose Ride [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа : <https://www.bose.com>.
14. Grammer AG. Produktwelten. Commercial Vehicles. Landmaschinen [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа : <https://www.grammer.com/produktwelten/commercial-vehicles/landmaschinen.html>.
15. Sears Seating. Инновации. Система снижения вибраций VRS® [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа : <http://www.searsseating.net/russian/innovation4.htm>.
16. ContiTech AG. Seat air springs. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа : <https://www.contitech.de/en-gl/Solutions/Suspension-anti-vibration/Industrial-vehicles/Interior/Seat-air-springs>.
17. Пилипенко, В. В. Пневматические системы виброзащиты с квазиулево́й жесткостью / В. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко, Л. Г. Запольский // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 17–25.
18. Пилипенко, В. В. Пневматические системы виброзащиты с квазиулево́й жесткостью / В. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко, Л. Г. Запольский // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 17–25.

УДК 629.114.2.042.027

*М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, А. И. Искалиев***АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЕМ
В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПОДВЕСКАХ СИДЕНИЙ****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: ts@vstu.ru

В статье описаны результаты анализа влияния на значение коэффициента передачи предложенной пневматической подвески сиденья оператора автотракторной техники, являющегося основным показателем, характеризующим эффективность защиты рабочего места, алгоритмов управления, формирующих упруго-демпфирующую характеристику подвески с треугольной и четырехугольной петлями гистерезиса, с петлей гистерезиса в форме «бабочка», а также предложенного алгоритма, формирующего характеристику с обеспечением возможности частичной рекуперации энергии колебаний.

Ключевые слова: подвеска сиденья, упругодемпфирующая характеристика, алгоритм управления, коэффициент передачи подвески.

*M. V. Lyashenko, V. V. Shehovtsov, A. I. Iskaliev***ANALYSIS OF EFFICIENCY OF CONTROL ALGORITHMS
OF DAMPING IN AIR SEAT SUSPENSIONS****Volgograd State Technical University**

This article describes the analysis results of influence of control algorithms on the value of transfer coefficient of proposed automotive seat suspension. This coefficient is the main parameter for evaluation of vibration protection characteristics. Effect of four control algorithms was researched: providing suspension spring-damping characteristics with triangle and four-angle hysteresis loop, with hysteresis loop in the form of “butterfly” and also proposed algorithm with possibility of partial vibration energy recuperation.

Keywords: seat suspension, spring-damping characteristic, control algorithm, suspension transfer coefficient.

Введение

Подвеска сиденья оператора колесных и гусеничных машин должна максимально снижать уровень вибрационных воздействий, генерируемых в эксплуатации ходовой системой, трансмиссией и двигателем, передаваемых через раму на пол кабины. На многих тяговых и транспортных средствах используются пассивные системы поддрессирования сиденья, которые могут включать в себя металлические упругие элементы – винтовые цилиндрические и конические пружины растяжения-сжатия, пружины кручения, пластинчатые и тарельчатые пружины, гибкие упругие стержни, торсионы и рессоры; упругие элементы из эластомеров, электромагнитные упругие элементы и различные демпфирующие устройства, в которых поглощение колебательной энергии обычно осуществляется за счет дросселирования рабочей жидкости или газа при перетекании из полости в полость на прямом и обратном ходах, за счет регулируемого сухого трения либо за счет внутреннего трения в материале упругих элементов [1, 2, 3].

Исследования показывают, что практически все пассивные системы поддрессирования сиде-

ний не обеспечивают отвечающую нормам виброзащиту оператора в диапазоне низких частот колебаний. Упругодемпфирующие свойства таких систем позволяют более-менее успешно отфильтровывать среднечастотные воздействия и достаточно хорошо – высокочастотные [3, 4].

Наиболее современные подвески сидений включают в себя устройства, в которых в качестве упругого элемента используется воздух или иной газ. Их применение в подвесках обусловлено рядом очевидных преимуществ, так как они обеспечивают хорошую нелинейную упругую характеристику подвески и возможность эффективного гашения колебаний в широком диапазоне частот. Газ обладает меньшей инертностью по сравнению с жидкостью и подвеска быстрее реагирует на воздействия со стороны поддрессорируемого объекта [5, 6].

Предложено множество технических решений пневматических подвесок, в том числе активных [6, 7, 8, 9, 10, 11], в которых система управления анализирует параметры динамических воздействий во время эксплуатации и с целью обеспечения комфортных условий работы оператора соответствующим образом изменяет

упругие и демпфирующие параметры подвески. Однако во многих случаях эти подвески из-за несовершенства алгоритмов, формирующих сигналы в системе управления, из-за инерционности исполнительных механизмов не обеспечивают эффективную защиту оператора во всем диапазоне изменения эксплуатационных воздействий, часто также не обеспечивают одинаковую защиту на прямом и обратном ходах подвески.

Во время эксплуатации автотракторной техники оператор постоянно участвует в колебательном процессе на подвеске сиденья, при этом демпфирующие элементы подвески рассеивают колебательную энергию и переводят ее в тепло. Перспективными являются системы подрессоривания сидений, которые позволяют осуществлять вторичное полезное использование этой энергии, а также за счет ее рекуперации улучшать форму упругодемпфирующей характеристики подвески [12].

В итоге проведенного анализа технических решений виброзащитных устройств, осуществляющих кроме своих непосредственных функций еще и рекуперацию энергии колебаний, выявлено, что наибольшая возможность создания релаксационной подвески с одновременным регулированием как диссипативных, так и упругих сил и управляемой рекуперацией

энергии колебаний имеется на основе пневматических устройств. Для подвесок сидений реализация такой характеристики возможна путем добавления полостей или оболочек с дополнительными объемами воздуха, сообщающихся и разобщающихся в определенные промежутки времени по специальным алгоритмам с рабочей полостью упругого элемента.

2. Техническое решение предлагаемой подвески

Концепция управления формой упругодемпфирующей характеристики подвески состоит в разработке алгоритмов, управляющих обменом воздуха между полостью пневмобаллона и ресиверами с рекуперацией части колебательной энергии в конце ходов сжатия и отбоя при изменении знака скорости деформации подвески, когда потенциальная энергия достигает экстремальных значений.

Предложено техническое решение пневматической подвески [13, 14], позволяющей в рабочем диапазоне эксплуатационных вибровоздействий обеспечивать одинаково качественную виброзащиту оператора на ходах сжатия и отбоя (рис. 1). На рис. 2 показаны форма и границы поля упругодемпфирующей характеристики подвески.

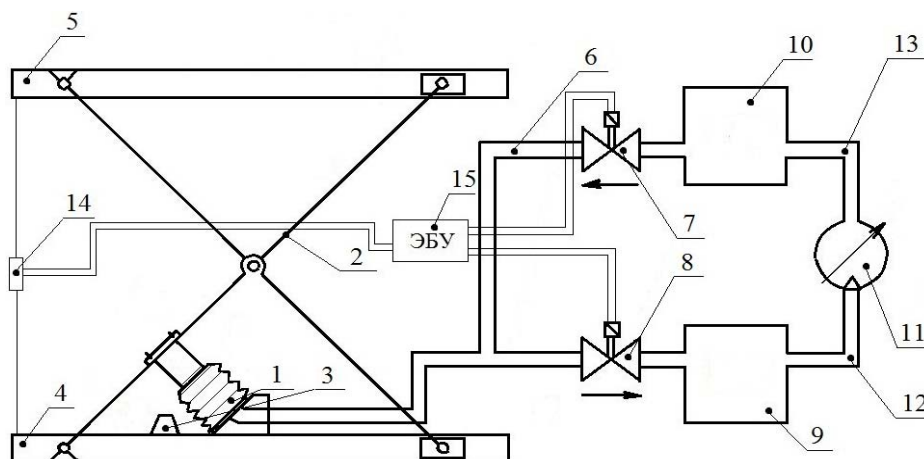


Рис. 1. Схема подвески сиденья:

1 – пневмобаллон; 2 – направляющие рычаги; 3 – ограничитель хода; 4 – нижнее основание; 5 – верхнее основание; 6, 12 и 13 – пневмомагистрали; 7 и 8 – электропневматические клапаны; 9 и 10 – ресиверы; 11 – пневмодвигатель; 14 – датчик перемещения; 15 – электронный блок управления работой клапанов

Подвеска работает следующим образом. На ходе сжатия (рис. 2, участок а–б) давление воздуха в полости пневмобаллона 1 возрастает, при этом клапаны 7 и 8 закрыты и сообщение с ресиверами 9 и 10 отсутствует. В конце хода сжатия (рис. 2, участок б–с) при смене знака скорости

деформации сигнал с датчика 14 поступает на блок управления 15, открывающий клапан 8, и воздух из полости пневмобаллона 1 под давлением подается в ресивер 9. Между ресиверами 9 и 10 образуется перепад давления, который приводит в действие пневмодвигатель 11.

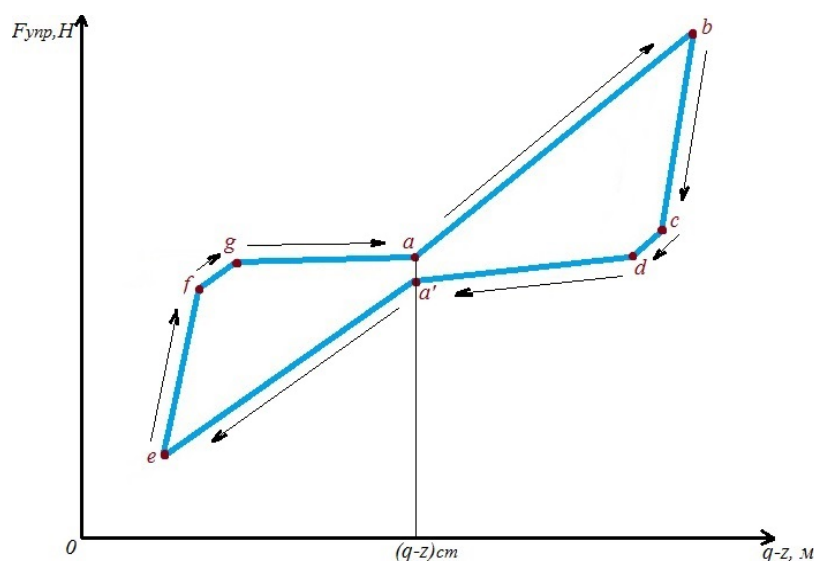


Рис. 2. Форма и границы поля упругодемпфирующей характеристики

На ходе отбоя (рис. 2, участок с–d) клапан 8 закрывается, при этом связь пневмобаллона с ресиверами отсутствует. Клапан 7 открывается только тогда (рис. 2, участок d–a'), когда давление воздуха в пневмобаллоне становится не больше давления воздуха в ресивере 10. Тогда воздух под давлением из ресивера 10 поступает в полость пневмобаллона и приводит в действие пневмодвигатель. При достижении положения статического равновесия (рис. 2, участок a'–e) клапан 7 закрывается, сообщение с ресиверами прекращается. В конце хода отбоя при смене знака скорости деформации подвески (рис. 2, участок e–f) по сигналу датчика 14 открывается клапан 7, воздух под давлением из ресивера 10 подается в пневмобаллон и приводит пневмодвигатель.

В начале хода сжатия (рис. 2, участок f–g) клапан 7 закрывается, связь пневмобаллона с ресиверами прерывается. Клапан 8 открывается (рис. 2, участок g–a) только тогда, когда давление воздуха в полости пневмобаллона становится не меньше давления в ресивере 9. До достижения положения статического равновесия клапан 8 открыт, и воздух перетекает из полости пневмобаллона в ресивер 9, приводя в действие пневмодвигатель 11.

3. Анализ эффективности алгоритмов системы управления подвеской

Виброзащитные свойства подвесок сидений должны отвечать критериям, установленным действующими нормативными документами.

В стандартах по лабораторным испытаниям подвесок сидений [5, 15] в качестве одного из основных критериев оценки виброзащитных

свойств устанавливается максимальный коэффициент передачи сиденья на резонансе $H(f)$, рассчитываемый по формуле

$$H(f) = \frac{\sigma_z(f)}{\sigma_{\ddot{q}}(f)},$$

где $\sigma_z(f)$ – среднеквадратическое значение амплитуды ускорения на подушке сиденья за время t при частоте возмущения f ; $\sigma_{\ddot{q}}(f)$ – среднеквадратическое значение амплитуды ускорения на основании сиденья за время t при частоте возмущения f .

Разработана математическая модель предложенной подвески сиденья, на основе которой выполнен комплекс расчетных исследований [12, 14] с целью определения ее виброзащитных качеств в широком диапазоне эксплуатационных воздействий. Для выполнения исследований использован программный пакет MatLab со средством визуального моделирования Simulink. Уравнения решались методом Рунге – Кутты 4-го порядка с постоянным шагом интегрирования 0,0009257 с. Результаты расчета в виде массивов данных передавались посредством модуля MatLab Excel Link в файлы Excel для последующих обработок. При этом исследовалась также эффективность подвески при управлении работой электропневматических клапанов в соответствии с разными алгоритмами, формирующими соответствующие упругодемпфирующие характеристики. В монографии [16] приведены наиболее распространенные алгоритмы управления пневматическим демпфированием со следующими петлями гистерезиса:

– треугольная петля гистерезиса (рис. 3) согласно алгоритму управления в соответствии с данными табл. 1;

– четырехугольная петля гистерезиса (рис. 4) согласно алгоритму управления в соответствии с данными табл. 2;

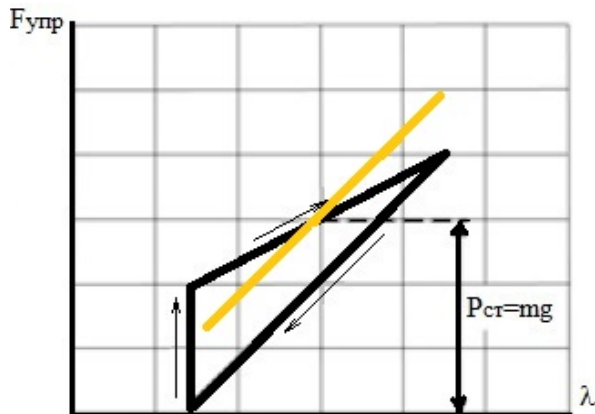


Рис. 3. Упругодемпфирующая характеристика с треугольной петлей гистерезиса

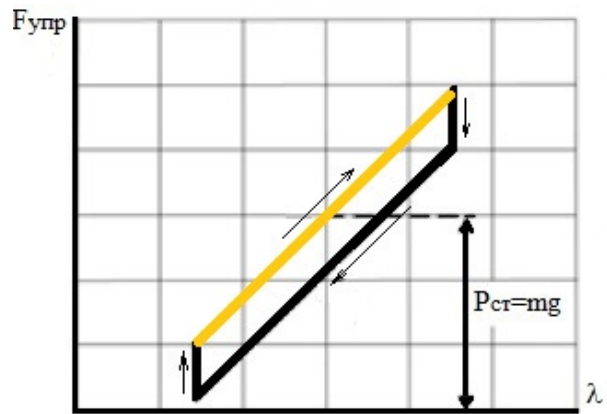


Рис. 4. Упругодемпфирующая характеристика с четырехугольной петлей гистерезиса

Таблица 1

Алгоритм управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса

Ход сжатия		
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q \leq 0$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} \geq 0$	$z - q < 0$
Ход отбоя		
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q \geq 0$
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	$z - q > 0$
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q > 0$

Таблица 2

Алгоритм управления характеристикой с четырехугольной петлей гистерезиса

Ход сжатия		
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q \leq 0$
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	$z - q < 0$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q < 0$
Ход отбоя		
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q \geq 0$
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	$z - q > 0$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q > 0$

– петля гистерезиса в форме «бабочка» (рис. 5) согласно алгоритму управления в соответствии с данными табл. 3.

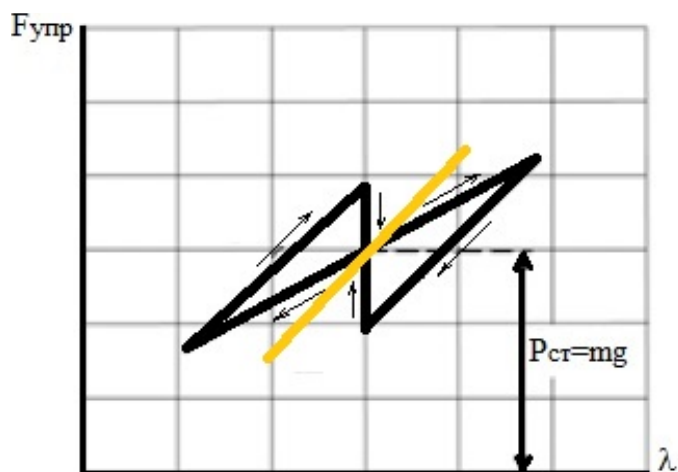


Рис. 5. Упругодемпфирующая характеристика с петлей гистерезиса в форме «бабочка»

Таблица 3

Алгоритм управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка»

Ход сжатия		
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q < 0$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} \geq 0$	$z - q < 0$
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q = 0$
Ход отбоя		
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q > 0$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} \leq 0$	$z - q > 0$
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q = 0$

Для формирования в соответствии с рис. 2 упругодемпфирующей характеристики подвески с учетом частичной рекуперации энергии колебаний предложен разработанный алгоритм работы клапанов на ходах сжатия и отбоя,

представленный в табл. 4. Процессы включения/отключения клапанов в модели описываются наличием/отсутствием текущего расхода воздуха между рабочей камерой рессоры и дополнительными объемами.

Таблица 4

Предложенный алгоритм управления работой электроклапанов

Ход сжатия		
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} \leq 0$	$z - q < 0$
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q < 0; P_p \geq P_1$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q < 0$
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z - q < 0; P_p \leq P_2$
Ход отбоя		
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} \geq 0$	$z - q > 0$
$aFp1 = 0; aF2p > 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q > 0; P_p \leq P_2$
$aFp1 = 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q > 0$
$aFp1 > 0; aF2p = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z - q > 0; P_p \geq P_1$

Полученные в результате выполненных расчетных исследований графики изменения коэффициента передачи $H(f)$ подвески в зависимости от частоты возмущения, являющиеся основными показателями, характеризующими

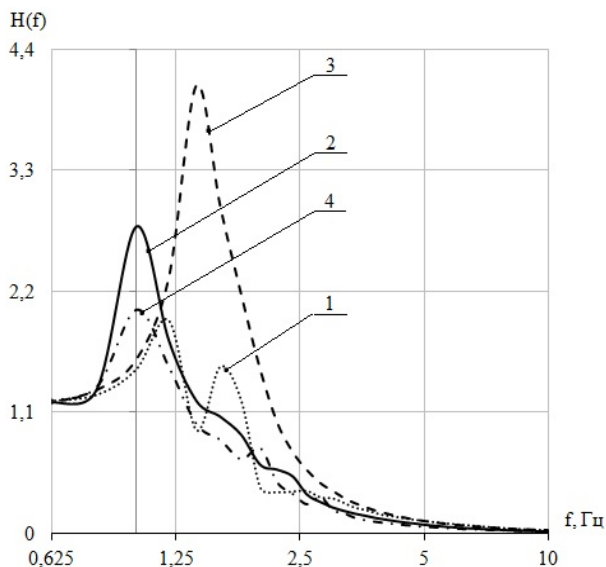


Рис. 6. Характер изменения коэффициента передачи подвески с дополнительными объемами воздуха $V_1=V_2=4V_p$ без гидравлического амортизатора, работающей:

1 – по предлагаемому алгоритму; 2 – по алгоритму управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса; 3 – по алгоритму управления характеристикой с четырехугольной петлей гистерезиса; 4 – по алгоритму управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка»

Для схемы предлагаемой подвески сиденья без гидравлического амортизатора коэффициент передачи $H(f)$ (рис. 6) показал минимальное значение, равное 1,941, в варианте с предложенным алгоритмом управления, на частоте 1,2 Гц. Результаты расчета подвески с алгоритмом управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка» свидетельствуют о возрастании коэффициента передачи $H(f)$ до 2,027 (резонансная частота – 1 Гц), с алгоритмом управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса – до 2,792 (резонансная частота – 1 Гц), с алгоритмом управления характеристикой с четырехугольной петлей гистерезиса – до 4,071 (резонансная частота – 1,4 Гц). В зарезонансной области частот наилучшим вариантом, с точки зрения обеспечения виброзащиты, по результатам расчета стала подвеска сиденья с алгоритмом управления, формирующим характеристику с петлей гистерезиса в форме «бабочка».

Для предлагаемой подвески сиденья с гид-

равлическим амортизатором (рис. 7) получено минимальное значение коэффициента передачи $H(f)$, равное 1,01, в варианте с алгоритмом управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса на частоте 0,8 Гц. Результаты расчета подвески с алгоритмом управления с четырехугольной петлей гистерезиса свидетельствуют о почти незаметном возрастании коэффициента передачи $H(f)$ до значения 1,0102 (резонансная частота – 0,8 Гц), с предлагаемым алгоритмом управления характеристикой – также о незначительном возрастании до 1,0109 (резонансная частота – 4 Гц), с алгоритмом управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка» – до 1,0113 (резонансная частота – 4 Гц). В данном случае, то есть при использовании гидравлического амортизатора, в зарезонансной области наилучшим вариантом, с точки зрения обеспечения виброзащиты, является подвеска сиденья, реализующая алгоритм управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса.

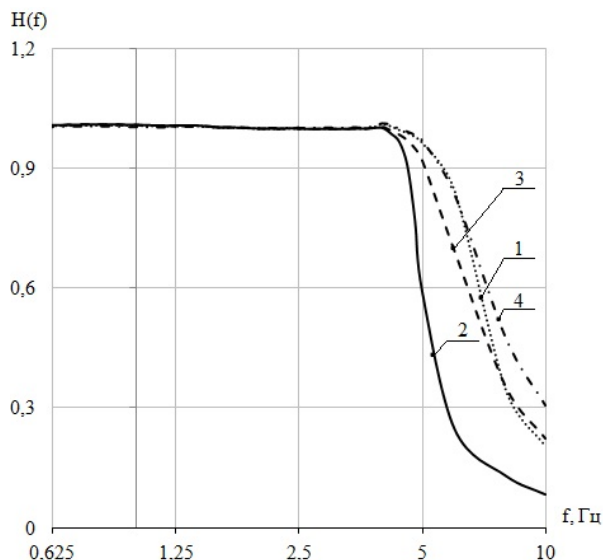


Рис. 7. Характер изменения коэффициента передачи подвески с дополнительными объемами воздуха $V_1=V_2=4V_p$ с гидравлическим амортизатором, работающей:

1 – по предлагаемому алгоритму; 2 – по алгоритму управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса; 3 – по алгоритму управления характеристикой с четырехугольной петлей гистерезиса; 4 – по алгоритму управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка»

равлическим амортизатором (рис. 7) получено минимальное значение коэффициента передачи $H(f)$, равное 1,01, в варианте с алгоритмом управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса на частоте 0,8 Гц. Результаты расчета подвески с алгоритмом управления с четырехугольной петлей гистерезиса свидетельствуют о почти незаметном возрастании коэффициента передачи $H(f)$ до значения 1,0102 (резонансная частота – 0,8 Гц), с предлагаемым алгоритмом управления характеристикой – также о незначительном возрастании до 1,0109 (резонансная частота – 4 Гц), с алгоритмом управления характеристикой с петлей гистерезиса в форме «бабочка» – до 1,0113 (резонансная частота – 4 Гц). В данном случае, то есть при использовании гидравлического амортизатора, в зарезонансной области наилучшим вариантом, с точки зрения обеспечения виброзащиты, является подвеска сиденья, реализующая алгоритм управления характеристикой с треугольной петлей гистерезиса.

Заключение

1. Выполнен комплекс расчетных исследований с целью определения наилучшего алгоритма управления формой упругодемпфирующей характеристики предложенного технического решения пневматической подвески сиденья оператора с частичной рекуперацией энергии колебаний. Результаты исследований однозначно свидетельствуют о том, что предложенный алгоритм управления по сравнению с алгоритмами, формирующими упругодемпфирующую характеристику подвески с треугольной и четырехугольной петлями гистерезиса, а также с петлей гистерезиса в форме «бабочка», является предпочтительным и обеспечивает меньшее значение коэффициента передачи подвески, тем самым обеспечивается более эффективная защита оператора от эксплуатационных воздействий вибрационного характера.

2. Результаты исследований свидетельствуют о том, что наличие в подвеске неуправляемого гидравлического амортизатора существенно снижает значение коэффициента передачи подвески. Так, если без амортизатора значения коэффициента передачи при использовании разных алгоритмов управления формой упругодемпфирующей характеристики изменяются в пределах от 1,9 до 4,1, то при наличии амортизатора они изменяются в пределах от 1,01 до 1,0113, то есть составляют величину, близкую к единице. Таким образом, амортизатор в данной подвеске играет важную роль в обеспечении виброзащиты оператора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Подрессоривание кабин тягово-транспортных средств : учеб. пособие / В. В. Шеховцов [и др.] ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 160 с.
2. Искалиев, А. И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений / А. И. Искалиев // Техно-технологическое развитие отраслей и предприятий : сб. науч. тр. по мат-лам I Междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред. Н. А. Краснова ; Научная общественная организация «Профессиональная наука». – Нижний Новгород, 2017. – С. 4–9 и др.
3. Поливаев, О. И. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств : моногр. / О. И. Поливаев, А. Ю. Юшин ; ВГАУ им. К. Д. Глинки. – Воронеж : Изд-во ВГАУ им. К. Д. Глинки, 2008. – 177 с.
4. Артюшенко, А. Д. Создание пневматической подвески сиденья для защиты тракториста от низкочастотных колебаний, обоснование и выбор ее оптимальных параметров : автореф. дис. ... канд. тех. наук / А. Д. Артюшенко. – Харьков, ХПИ, 1984. – 16 с.
5. ГОСТ 31316-2006. Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. Тракторы сельскохозяйственные колесные. –

Введ. 01.07.08. – М.: Стандартиформ, 2008. – 16 с. – (Межгосударственный стандарт).

6. Искалиев, А. И. Перспективы развития систем подрессоривания автотракторных сидений / А. И. Искалиев, М. В. Ляшенко // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сб. ст. IV Всерос. науч.-техн. конф. для молодых ученых и студентов с междунар. участием (г. Пенза, 14–15 марта 2018 г.) / под общ. ред. В. В. Салмина ; Пензенский гос. ун-т, Политехнический ин-т, Факультет машиностроения и транспорта, Межотраслевой научно-информационный центр (МНИЦ) ПГАУ. – Пенза, 2018. – С. 46–49.

7. Артюшенко, А. Д. Создание пневматической подвески сиденья для защиты тракториста от низкочастотных колебаний, обоснование и выбор ее оптимальных параметров : автореф. дис. ... канд. тех. наук. – Харьков, ХПИ, 1984. – 16 с.

8. Пилипенко, В. В. Пневматические системы виброзащиты с квазиинерционной жесткостью / В. В. Пилипенко, О. В. Пилипенко, Л. Г. Запольский // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 17–25.

9. Амеличенко, Н. П. Улучшение виброзащитных свойств подвески сиденья водителя колесного трактора : автореф. дис. ... канд. тех. наук / Н. П. Амеличенко. – Могилев, 2008. – 20 с.

10. Осинковский, А. Л. Теоретическое обоснование и внедрение виброзащиты операторов мобильных машин системами перескока : автореф. дис. ... д-ра тех. наук / А. Л. Осинковский. – СПб. (Л.), 1992. – 41 с.

11. Чернышев, В. И. Улучшение условий труда операторов транспортных средств путем разработки и реализации виброзащитных систем с импульсным управлением : автореф. дис. ... д-ра тех. наук / В. И. Чернышев. – СПб. (Л.), 1994. – 41 с.

12. Ляшенко, М. В. Виброзащитные свойства подвески сиденья с возможностью рекуперации энергии колебаний / М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев // Прогресс транспортных средств и систем-2018 : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.) / редкол.: И. А. Каляев, Ф. Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.] ; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ “Титан-Баррикады”». – Волгоград, 2018. – С. 71–73.

13. П. м. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, А. И. Искалиев ; ВолгГТУ. – 2018.

14. Ляшенко, М. В. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation [Электронный ресурс] / М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, А. И. Искалиев // MATEC Web of Conferences. Vol. 129: International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2017) (Sevastopol, Russia, September 11–15, 2017) / eds.: S. Bratan [et al.]; Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. – [Publisher: EDP Sciences], 2017. – 5 p. – URL : https://www.mateconferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/43/mateconf_icmtmte2017_06018.pdf.

15. ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Ч. 1. Общие требования. – Введ. 01.11.07. – М.: Стандартиформ, 2006. – 10 с. – (Межгосударственный стандарт).

16. Основы технической теории пневматических амортизаторов : моногр. / С. А. Корнеев [и др.] ; ОмГТУ. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2016. – 148 с.

Ответственный за выпуск редактор РИО
Л. Н. Рыжих

Компьютерная верстка:
Е. В. Макарова

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.
Федеральной службы по надзору в сфере связи, информационных технологий
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор)

Учредитель:
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Волгоградский государственный технический университет» (ВолГТУ)

Адрес редакции и издателя: 400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28.
Волгоградский государственный технический университет (ВолГТУ)
Гл. редактор, тел.: +7 (8442) 23-00-76
E-mail: rector@vstu.ru

Темплан 2020 г. (научные издания). Поз. № 19ж. Дата выхода в свет 00.09.2020 г. Формат 60 × 84 1/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,58. Уч.-изд. л. 5,09.
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ №

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО издательства ВолГТУ
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

Отпечатано в типографии издательства ВолГТУ
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

В научно-техническом журнале «ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, представляют научный и практический интерес для широкого круга специалистов в области экономики.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия журнала, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Диск должен быть вложен в отдельный конверт, на этикетке указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см; нижнее – 3,0 см; левое – 2,5 см; правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, где работает автор статьи. В конце статьи ставится полное название учреждения, которое рекомендует статью для публикации, дата и подпись автора (всех авторов).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления». Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводятся на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *a*, *b*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной-двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail); документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.