

УДК 629.33.022.048.027

UDC 629.33.022.048.027

05.20.01 Технологии и средства механизации сельского хозяйства (технические науки)

05.20.01 Technologies and means of agricultural mechanization (technical sciences)

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР КАБИН ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

PNEUMATIC VIBRATION ISOLATOR OF CABINS OF PROMISING TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL COMPLEXES FOR AGRICULTURAL PURPOSES

Жилейкин Михаил Михайлович

д.т.н., профессор
SPIN-код: 6561-3300

AuthorID: 321860

jileykin_m@mail.ru

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Россия

Zhileikin Mikhail Mihaylovich

Dr.Sci.Tech., professor
RSCI SPIN-code: 6561-3300

RSCI Author ID: 321860

jileykin_m@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, Bauman MSTU)(national research university), Moscow, Russia

Сиротин Павел Владимирович
к.т.н., доцент, заведующий кафедрой
SPIN-код: 2801-3166

AuthorID: 793890

spv_61@mail.ru

Sirotin Pavel Vladimirovich
Cand.Tech.Sci., associate professor, head of the Department

RSCI SPIN-code: 2801-3166

RSCI Author ID: 793890

spv_61@mail.ru

Черненко Андрей Борисович
к.т.н., доцент
SPIN-код: 9174-0705

AuthorID: 634601

k197vs@yandex.ru

Chernenko Andrey Borisovich
Cand.Tech.Sci., associate professor
RSCI SPIN-code: 9174-0705

RSCI Author ID: 634601

k197vs@yandex.ru

Сысоев Максим Иванович
аспирант
SPIN-код: 2793-6624

AuthorID: 1073375

sysoev.sysoevmaxim@yandex.ru

Sysoev Maksim Ivanovich
graduate student
RSCI SPIN-code: 2793-6624,

RSCI Author ID: 1073375

sysoev.sysoevmaxim@yandex.ru

Черкашин Владислав Витальевич
студент

vlad-s2000v@yandex.ru

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия

Cherkashin Vladislav Vital'evich
student

vlad-s2000v@yandex.ru

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russia

Результатом повышения производительности машин и механизмов является рост генерируемых ими виброакустических возмущений. В связи с чем разработка виброизоляторов, соответствующих современному уровню техники, является актуальной проблемой, решение которой требует теоретической основы. В большей степени требованиям современной техники отвечают пневматические виброизоляторы, однако их широкое применение сдерживается низкой технологичностью из-за необходимости изготавливать и применять резинокордные оболочки особой формы. Предложена конструкция

The result of increasing the productivity of machines and mechanisms is an increase in the vibroacoustic disturbances generated by them. In this connection, the development of vibration isolators corresponding to the modern state of the art is an urgent problem, the solution of which requires a theoretical basis. To a greater extent, the requirements of modern technology are met by pneumatic vibration isolators, but their widespread use is constrained by low manufacturability due to the need to manufacture and use rubber-cord shells of a special shape. The design of a pneumatic vibration isolator with two oppositely positioned diaphragms made of commercially available rubber-

пневматического виброизолятора с двумя оппозитно расположенными диафрагмами, изготовленными из серийно выпускаемых резинокордных рукавов. Разработана математическая модель, которая легла в основу методики расчёта основных параметров упругого элемента с оппозитным расположением резинокордных диафрагм, позволяющая определять его геометрические параметры. Показано, что предлагаемая методика обеспечивает достаточно высокую точность расчёта, а предложенная конструкция изделий обеспечивает четырехкратное изменение осевой жесткости в зависимости от начального давления газа, а также шестикратное соотношение в зависимости от геометрических размеров верхней и нижней диафрагм. Конструкция пневматического виброизолятора отличается от известных, высокой технологичностью, за счёт применения современной технологии крепления резинокордных диафрагм с помощью обжимных колец

Ключевые слова: ВИБРАЦИЯ, ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ, СИСТЕМА ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ, РЕЗИНОКОРДНАЯ ДИАФРАГМА

cord sleeves is proposed. A mathematical model has been developed that forms the basis of the methodology for calculating the basic parameters of an elastic element with an oppositional arrangement of rubber-cord diaphragms, allows you to determine its geometric parameters. It is shown that the proposed method provides a sufficiently high accuracy of calculation, and the proposed design of the products provides a fourfold change in axial stiffness depending on the initial gas pressure, as well as a sixfold ratio depending on the geometric dimensions of the upper and lower diaphragms. The design of the pneumatic vibration isolator differs from the well-known ones by high technological efficiency, due to the use of modern technology for fixing rubber-cord diaphragms using crimping rings

Keywords: VIBRATION, VIBRATION ISOLATORS, SECONDARY SPRINGING SYSTEM, ELASTIC-CORD DIAPHRAGM

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-175-021>

Введение (актуальность и задачи).

Повышение производительности и энергоёмкости машин приводит к пропорциональному увеличению мощности генерируемых ими виброакустических потоков, в связи с чем в современном машиностроении все чаще возникают проблемы защиты машин и взаимодействующих с ними операторов от вибрации и структурного шума.

Среди известных и применяемых в транспортном машиностроении методов борьбы с вибрацией [1] наибольшее распространение получил способ ослабления связей между источником возмущений и объектом виброзащиты, т.е. виброизоляции, реализуемый посредством различных видов виброизоляторов (ВИ) с требуемым уровнем упруго-диссипативных свойств по возможным направлениям перемещений. Как показывают многочисленные современные исследования [2,3], потенциал ВИ с упруго-

<http://ej.kubagro.ru/2022/01/pdf/21.pdf>

вязкими элементами из анизотропных эластомеров весьма ограничен и, по мнению ряда исследователей [2,4], к настоящему времени достиг предельного уровня эффективности, ограниченной, прежде всего, физико-механическими свойствами резин, каучуков и смесей на их основе [4,5]. Перспективным направлением, является разработка ВИ, в которых в качестве упругого элемента применяется сжатый воздух, т.е. в пневматических ВИ [4,6]. Конструктивно данный принцип реализуется на основе резинокордных оболочек (РКО), обеспечивающих формирование герметичных полостей для заполнения сжатым газом. Положенный в основе пневматических ВИ принцип работы и отличительные конструктивные признаки определяют необходимость их совместного применения с направляющими устройствами, что приводит к усложнению таких систем подрессоривания [6] и препятствует их широкому применению в технике. В связи с чем, исследования и разработка ВИ с альтернативными типами РК оболочек, удовлетворяющих требования современного и перспективного уровня техники, являются актуальным направлением, имеющим практическое значение для развития техники и технологий.

Цель настоящей работы - разработка новой технологичной конструкции пневматического ВИ с возможностью применения в системах вторичного подрессоривания без дополнительных направляющих устройств. Для её достижения решались следующие задачи:

- проведены теоретические исследования по оценке несущей способности ВИ с двумя оппозитно расположенными диафрагмами, разработана методика расчёта его осевой жесткости;

- разработана технологичная конструкция пневматического ВИ, обеспечивающего подвижность объекта виброзащиты по шести степеням свободы;

- изготовлен опытный образец и проведены его лабораторные испытания по оценке основных статических и динамических свойств;
- оценена адекватность разработанной модели расчёта.

Результаты.

Предложенная конструкция пневматического ВИ отличается от известных, высокой технологичностью, за счёт применения современных технологий крепления резинокордных диафрагм с помощью обжимных колец. Впервые предложена методика расчёта осевой нагрузочной характеристики пневматического ВИ с оппозитным расположением резинокордных диафрагм. Практическая значимость заключается в возможности определения по полученным зависимостям геометрических размеров пневматических ВИ для конкретных динамических систем.

В соответствии с подходами работы [7] проведено функционально-структурное обоснование и разработана конструкция пневматического ВИ [8], состоящего из оппозитно расположенных верхней резинокордной диафрагмы (РКД) 3 и нижней РКД 4, закрепленных на внутреннем пуансоне 2 и корпусе 1 обжимными кольцами 5 и 6 (рис. 1). Герметичное соединение РКД 3 и РКД 4, корпуса 1 и пуансона 2 позволяет образовать закрытую полость А, в которую сжатый воздух закачивают через золотниковое устройство 7. Связь между объектом виброзащиты и источником осуществляется через фланцевое соединение на корпусе 1 и резьбовое соединение в пуансоне 2. В отличие от известных конструкций в предложенном ВИ герметизация внутренней полости обеспечивается с помощью двух РКД, которые возможно изготовить из серийно выпускаемых резинокордных рукавов, а их крепление к корпусным деталям ВИ осуществить с помощью деформируемых обжимных колец 3 и 5, что обеспечит технологичность изделия.

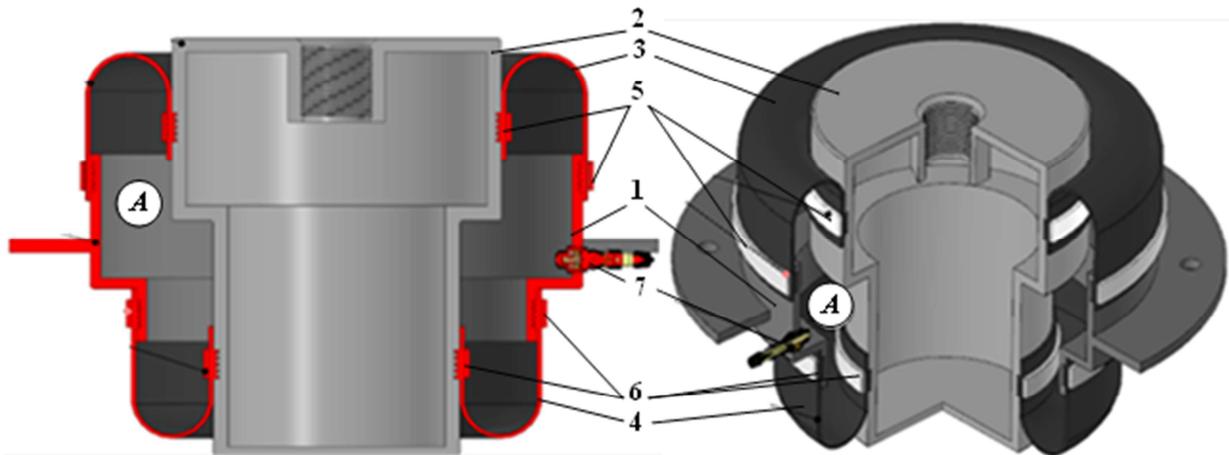


Рисунок 1 – Пневматический виброизолятор с оппозитным расположением резинокордных диафрагм

Теоретическая часть.

Избыточное давление газа оказывает осесимметричное воздействие на конструктивные элементы ВИ и внутренние поверхности РКД, что в сочетании с разным соотношением эффективных площадей РКД 3 и РКД 4 обеспечивает самовыравнивание пуансона 2 относительно корпуса 1 в вертикальной и горизонтальной плоскостях под действием статической нагрузки объекта виброзащиты. Как известно [2,6], жесткость ВИ определяется уровнем давления в полости А, а также соотношением эффективных площадей РКД 3 ($F_{ЭВ}$) и РКД 4 ($F_{ЭН}$) и их физико-механическими свойствами.

Расчетная схема пневматического ВИ для определения осевой нагрузочной характеристики представлена на рис. 2, где: V_1, V_2, V_3, V_4, V_5 – составляющие полного внутреннего объема внутренней полости А; $d_в, d_н$ – внутренний посадочный диаметр верхней РКД 3 и нижней РКД 4 соответственно; $\rho_в, \rho_н$ – радиусы верхней РКД 3 и нижней РКД 4 соответственно; Z_{max} – максимальный ход внутреннего пуансона; h – текущий ход внутреннего пуансона; $P_{(h)}$ – осевая сила, развиваемая ВИ.

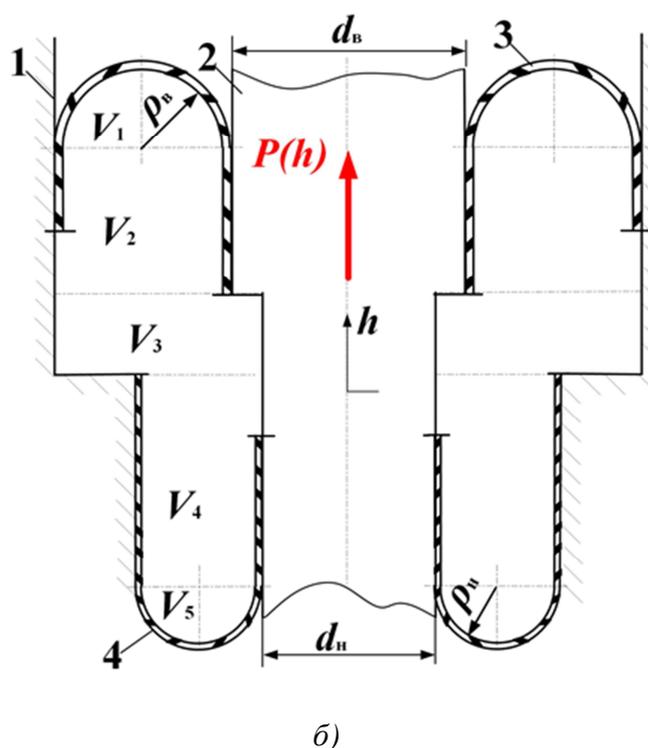
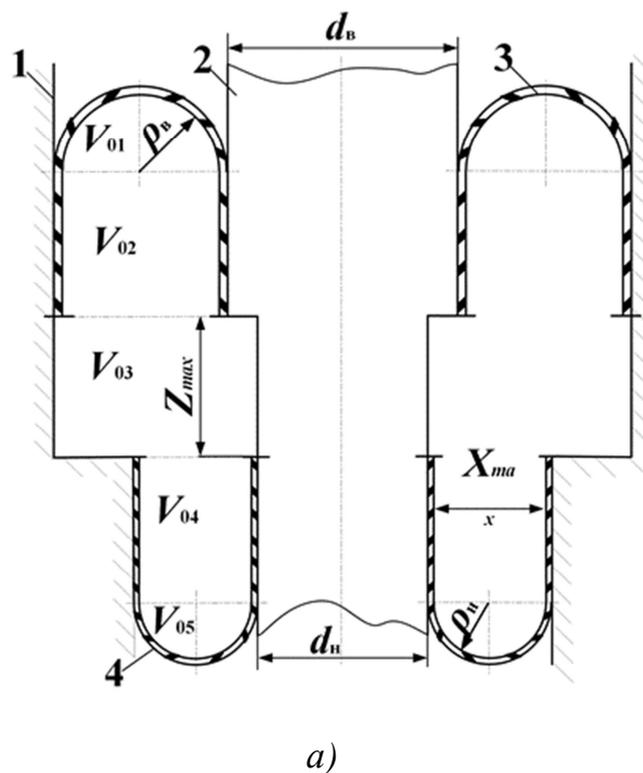


Рисунок 2 – Расчетная схема пневматического виброизолятора:
 а – в свободном состоянии; б – под действием осевой нагрузки

Для расчета осевой нагрузочной характеристики приняты допущения, что профиль РКД нерастяжим и имеет круговую форму как со

стороны полости A , так и с внешней стороны. Такой подход справедлив для расчёта РКД при деформациях без потери устойчивости [9].

Силу $P_{(h)}$, развиваемую ВИ можно определить как:

$$P(\square) = p(\square)F_{\square}, \quad (1)$$

где $p_{(h)}$ – текущее значение давления в полости A ; F_{\square} – эффективная площадь пневмоэлемента.

Значение F_{\square} зависит от эффективных площадей верхней и нижней РКД:

$$F_{\square} = F_{\square B} - F_{\square H}, \quad (2)$$

где $F_{\square B}$ и $F_{\square H}$ эффективная площадь верхней и РКД соответственно.

Для расчета $F_{\square B}$ и $F_{\square H}$ требуется определить геометрические параметры изделия: d_B , d_H , ρ_B и ρ_H . В соответствии с рекомендациями профилирования РКД [9] по условию исключения складок при изготовлении оболочки принимаем $(d_H + 2\rho_H) / d_H \geq 1,25$, $d_B \geq 0,05$ м. Вместе с тем при выборе d_B и d_H следует учитывать условия унификации, а также габаритные, компоновочные и др. требования.

Для определения ρ_B и ρ_H необходимо задать ограничения хода внутреннего пуансона по вертикали $\pm Z_{max}$ и горизонтали $\pm X_{max}$, уровень которых может быть определен выделенным колебательным пространством в компоновочной схеме машины или по условиям анализа динамики колебательного процесса. Имея значения $\pm X_{max}$ можно рассчитать ρ_B или ρ_H [9,14]:

$$2\rho_{B,H} \approx (X_{max} + 2h_{РКД}) \cdot 1,2,$$

где $h_{РКД} = 3$ мм – толщина стенки РКД, принимаемая по требованиям надёжности и технологичности [9].

Имея значения d_B , d_H , ρ_B и ρ_H , можно определить $F_{\square B}$ и $F_{\square H}$ как:

$$F_{\square B} = \pi \frac{(d_B + 2\rho_B)^2}{4}; \quad (3)$$

$$F_{\square H} = \pi \frac{(d_H + 2\rho_H)^2}{4}. \quad (4)$$

Подставляя значения, полученные по (3) и (4), рассчитаем $F_{\text{Э}}$ по (2).

Перемещение пуансона вызовет изменение внутреннего объёма герметичной полости A , а значит приведет к изменению давления в ней. Поэтому определение осевой нагрузочной характеристики целесообразно свести к расчету текущего объёма герметичной полости A ($V_{\text{сум}}$), величина которого изменяется в зависимости от положения пуансона, к внутреннему объёму герметичной полости A при статической нагрузке $V_{0\text{сум}}$. Для расчёта начального $V_{0\text{сум}}$ и текущего объёма $V_{\text{сум}}$ внутреннюю полость ВИ разделим условно на составляющие (см. рис. 2 а).

Тогда, $V_{0\text{сум}}$ можно определить как

$$V_{0\text{сум}} = V_{01} + V_{02} + V_{03} + V_{04} + V_{05} , \quad (5)$$

где V_{01} , V_{02} , V_{03} , V_{04} , V_{05} – составляющие герметичной полости A при статической нагрузке (см. рис. 2).

Составляющие $V_{0\text{сум}}$ можно определить как

$$\begin{aligned} V_{01} &= \pi^2 \rho_B^2 \left(\frac{d_B}{2} + \rho_B \right); \\ V_{02} &= \pi \frac{(d_B + 2\rho_B)^2 - d_B^2}{4} Z_{\text{max}}; \\ V_{03} &= \pi \frac{(d_B + 2\rho_B)^2 - d_H^2}{4} Z_{\text{max}}; \\ V_{04} &= \pi \frac{(d_H + 2\rho_H)^2 - d_H^2}{4} Z_{\text{max}}; \\ V_{05} &= \pi^2 \rho_H^2 \left(\frac{d_H}{2} + \rho_H \right). \end{aligned}$$

Текущий объём пневмоэлемента $V_{\text{сум}}$ также определяется суммой его составляющих герметичной полости A :

$$V_{\text{сум}} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5, \quad (6)$$

где V_1 , V_2 , V_3 , V_4 , V_5 – составляющие герметичной полости A при осевом нагружении и перемещении пуансона на величину h .

Как видно из рис. 2 б, при перемещении пуансона 2 относительно корпуса 1 составляющие $V_{\text{сум}}$ можно определить как

$$V_1 = V_{01};$$

$$\begin{aligned}V_2 &= V_{02}; \\V_2 &= \pi \frac{(d_B + 2\rho_B)^2 - d_H^2}{4} (Z_{max}); \\V_4 &= V_{04}; \\V_5 &= V_{05},\end{aligned}$$

где h – величина вертикального перемещения пуансона относительно корпуса пневмоэлемента.

Приращение давления в пневмоэлементе при осевом перемещении пуансона можно определить с учетом (5) и (6) как

$$p(\square) = p_{CT} \left(\frac{V_{0cym}}{V_{cym}} \right)^n, \quad (7)$$

где $n = 1,25$ – показатель политропы [9].

Совместное решение уравнений (1), (2) и (7) позволяет определить силы сопротивления ВИ $P(h)$ при известной величине перемещений пуансона h и, соответственно, построить нагрузочную характеристику изделия. Предложенный алгоритм реализован в среде имитационного моделирования *Matlab-Simulink*, позволяющей провести численное исследование работоспособности и эффективности предложенной конструкции ВИ.

Оценка работоспособности предлагаемого ВИ проведена с использованием разработанной имитационной модели. Проведен численный эксперимент, в котором в качестве параметра оптимизации рассмотрена осевая жесткость C_z , а варьируемыми факторами были приняты d_B , d_H и p_0 . Значение d_B изменяли от 110 до 180 мм, d_H от 30 до 100 мм, а значения p_0 варьировали от 0,15 ÷ 1 МПа. Построение плана эксперимента и обработку статистических данных проводили с помощью программного комплекса *STATISTIKA 10*.

Проведенные численные исследования позволили построить графические зависимости взаимного влияния конструктивных параметров ВИ и внутреннего давления на жесткость в осевом направлении C_z . Как

видно из рис. 3, конструктивные параметры ВИ в исследуемом диапазоне значений оказывают практически линейное изменение осевой жесткости C_z .

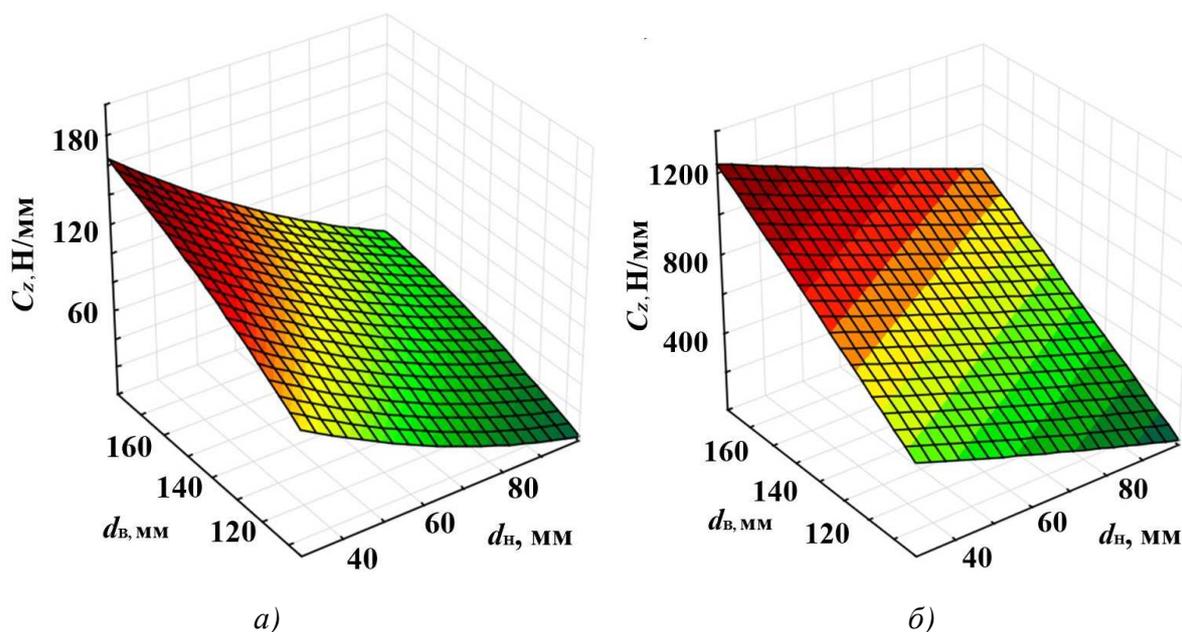


Рисунок 3 – Зависимости осевой жесткости от конструктивных параметров виброизолятора при p_0 : а – 0,15 МПа; б – 1 МПа

Для исследуемых диапазонов геометрических параметров ВИ установлено, что увеличение d_b обеспечивает повышение жесткости, а d_n оказывает на C_z обратное влияние. В случае, когда $p_0=0,15$ МПа, при фиксированных минимальных размерах РКД увеличение активной площади РКД за счет увеличения d_b от 110 до 180 мм приводит к повышению осевой жесткости с 110 до 162 Н/мм (рис. 3 а). При той же величине p_0 и максимальном размере РКД увеличение d_b от 110 до 180 мм обеспечивает повышение осевой жесткости с 5 до 50 Н/мм. Для случая, когда $p_0= 1$ МПа, жесткость в исследуемых диапазонах геометрических размеров РКД изменялась от 30 до 1250 Н/мм (рис. 3 б). Чувствительность параметра оптимизации C_z в большей степени отмечена к фактору d_b . При минимальном значении d_n изменение d_b в исследуемом диапазоне увеличивало C_z с 500 до 1250 Н/мм, а при максимальном значении d_n

варьирование d_n обеспечивало изменение C_z от 30 до 800 Н/мм. В соответствии с приведенной методикой расчета спроектирован и изготовлен опытный образец ВИ (рис. 4 а) для использования в составе системы подрессоривания кабины зерно- и кормоуборочных комбайнов, техническое задание на проектирование которого включало следующие требования: статическая нагрузка – 150 кг; амплитуда вертикальных перемещений – не более 0,03 м; амплитуда горизонтальных перемещений – не более 0,02 м; статическое давление (p_0) – не более 0,6 МПа. В соответствии с зависимостями рис. 3 и по выражениям (1) - (7) спроектирован и изготовлен лабораторный образец ВИ.

Экспериментальные исследования.

С целью верификации, представленной выше расчётной модели, а также оценки работоспособности предложенной конструкции проведены замеры статических и динамических свойств ВИ (рис. 4 б) на специализированном стенде [10] в соответствии с методикой [11]. Оценку жесткости проводили при статическом нагружении ВИ с одновременной регистрацией осевого усилия $P(h)$ с помощью тензоизмерительного комплекса, а также замером деформаций h с помощью индикатора часового типа (рис. 4 б). Оценку диссипативных свойств ВИ проводили экспериментально на разработанном авторами стенде [12] по методике [11] путем ударного нагружения ВИ при сбрасывании на него груза и регистрации переходного процесса с помощью измерительного комплекса «ЭКОФИЗИКА-110А» с трехкомпонентным акселерометром.



а)

б)

Рисунок 4 – Опытный образец виброизолятора с резинокордными диафрагмами и его стендовые испытания

По результатам проведенных лабораторных испытаний получена осевая нагрузочная характеристика ВИ и проведено её сопоставление с расчетными значениями, по выражениям (1-7) для изделия с аналогичными геометрическими параметрами. Как видно на рис. 5, полученные зависимости имеют высокую корреляцию, особенно в диапазоне перемещений, близких к свободному состоянию, что доказывает возможность использования предложенной методики для расчетов предлагаемой конструкции ВИ. Отклонения расчетной характеристики в предельных значениях перемещений можно объяснить влиянием действующих напряжений между кордом и эластомером РКД [9,13].

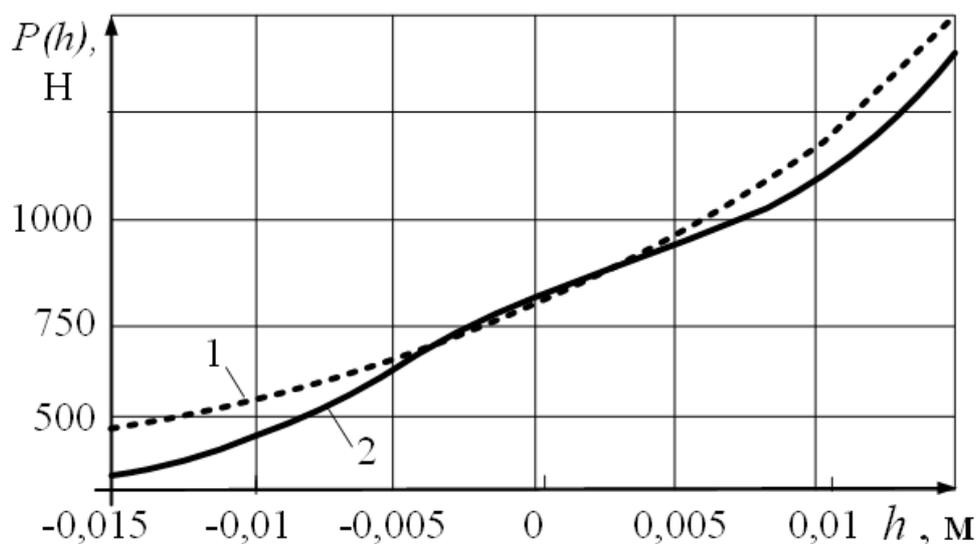


Рисунок 5 – Осевая нагрузочная характеристика предлагаемого виброизолятора при $P_0 = 0.3$ МПа: 1 – расчётная; 2 – экспериментальная

Для оценки влияния статического давления на несущую способность ВИ проведены стендовые испытания опытного образца при $P_0=0,1–0,6$ МПа с шагом 0,1 МПа (рис. 6). Полученные нагрузочные характеристики имеют нелинейный вид и отражают высокую чувствительность к варьируемому параметру.

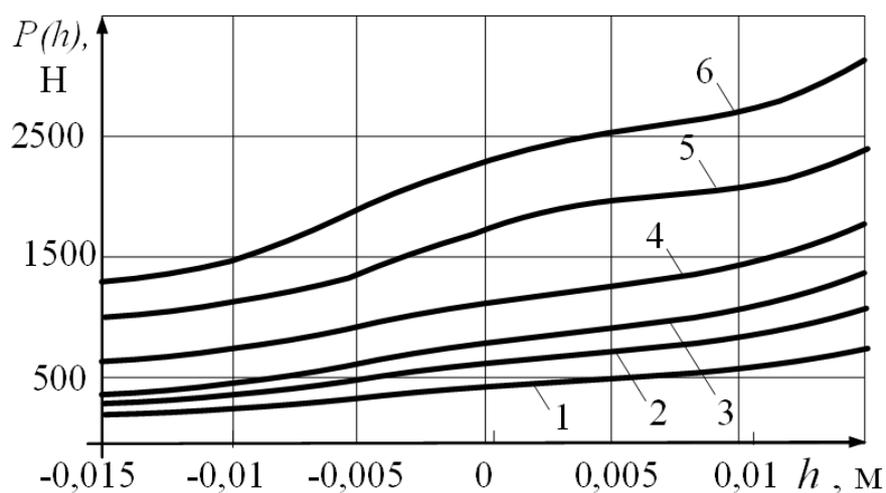


Рисунок 6 – Нагрузочная характеристика опытного образца виброизолятора при P_0 , МПа: 1 – 0,1; 2 – 0,2; 3 – 0,3; 4 – 0,4; 5 – 0,5; 6 – 0,6

После линеаризации полученных нагрузочных характеристик на рис. 6 в диапазонах рабочих перемещений рассчитаны значения осевой жесткости ВИ, уровень которых для исследуемого диапазона P_0 составлял 15–60 Н/мм.

Предложенная конструкция ВИ отличается низкой материалоемкостью, высокой технологичностью и обладает всеми свойствами РКО диафрагменного типа, которые, как известно [9,14], способны воспринимать возмущения по различным направлениям, что позволяет использовать её в составе систем вторичного подрессоривания самоходных машин, а также систем виброизоляции стационарных машин и оборудования. Проведенные исследования пневматического ВИ показали, что предложенная конструкция обеспечивает требуемую несущую способность и рабочий ход, что позволяет использовать его в конструкциях систем подрессоривания кабин перспективных транспортно-технологических комплексов сельскохозяйственного назначения.

Заключение

1. Предложенная конструкция пневматического ВИ отличается высокой технологичностью за счёт применения двух диафрагм, изготовленных из серийно выпускаемых резинокордных рукавов, а также их крепление к корпусным деталям с помощью обжимных колец, широко используемых в системах первичного подрессоривания современных транспортных средств.

2. Предложенная математическая модель позволяет достаточно точно рассчитывать нагрузочную характеристику ВИ с оппозитно расположенными диафрагмами, синтезировать и оптимизировать его конструкцию на ранних стадиях проектирования. Развитие предложенной расчётной модели необходимо проводить в направлении аналитического описания формирования и изменения боковой и угловой жесткости ВИ.

3. Статические свойства разработанного ВИ чувствительны не только к геометрическим характеристикам, но и внутреннему давлению, являющемуся регулируемым параметром, что позволяет на базе одного типоразмера изделия перекрыть широкий диапазон рабочих характеристик, а также применять предлагаемую конструкцию в управляемых системах вторичного подрессоривания перспективных транспортно-технологических комплексов сельскохозяйственного назначения.

Литература

1. Челомей В. М. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.).-М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. 1981, 456 с., ил.
2. Корчагин П. В., Корчагина Е. А., Чакурин И. А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме. Монография. – Омск: СибАДИ, 2009. – 195 с.
3. Годжаев З. А. Исследование характеристик пневматического упругого элемента рукавного типа в зависимости от давления воздуха, хода и формы поршня / З. А. Годжаев, А. А. Поповский, С. В. Гончаренко // Вестник СевНТУ. – 2011. – № 120. – С. 306-311.
4. Шеховцов К. В. Технические решения упруго-демпфирующих устройств подвески кабины трактора. Международный научно-исследовательский журнал. Выпуск № 7-2 (14) / 2013.
5. Косков М. А. Демпфер на основе эластомера с порошковым наполнителем из магнитомягкого материала / М. А. Косков, Г. В. Степанов, А. С. Иванов // Вестник Пермского университета. Физика. – 2019. – № 4. – С. 5-10. – DOI 10.17072/1994-3598-2019-4-05-10.
6. Черненко А. Б., Гасанов Б. Г., Сиротин П. В., Сысоев М. И. Пневматические системы подрессоривания кабин специальных транспортно-технологических машин: монография / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2021.– 251с.
7. Половинкин А. И. Теории проектирования новой техники: закономерности техники и их применение. М.: Информэлектро. 1991. 101 с.
8. Пат. 2728879 Российская Федерация: МПК F16F 9/04 Пневматическая виброизолирующая опора / Сиротин П. В., Жилейкин М. М., Черненко А. Б., Сысоев М. И., Лебединский И. Ю.; СПК F16F 9/04 / - № 2019124862; заявл. 05.08.2019; опубл. 31.07.2020, Бюл. № 22.
9. Семенюк А. Н., Кузнецов Ю. И., Савушкин С. С. К расчету на прочность резинокордной оболочки при поперечной деформации пневматического элемента // Сборник научных трудов «Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация» под ред. Пиновского М.Л.- М : ЦНИИТЭнефтехим, 1977. – 133 с.

10. Сиротин П. В., Лебединский И. Ю. Стенд для статических испытаний виброизоляторов - Пат. 188124 РФ. МПК: G01N3/08. - № 2018143941; заявл. 11.12.2018 ; опубл. 29.03.2019, Бюл. № 10 -

11. P. V. Sirotnina, I. Yu. Lebedinskiia, M. M. Zhileikin, and M. I. Sysoev. Test Bench for Vibration Isolation Systems // Russian Engineering Research, 2020, Vol. 40, No. 7, pp. 551–555. © Allerton Press, Inc., 2020.

12. Пат. 2723975 Российская Федерация: МПК G01M 7/02 Стенд для динамических испытаний виброизоляторов / Сиротин П. В., Лебединский И. Ю., Жилейкин М. М., Сысоев М. И.; G01N 3/32, СПК G01M 7/02, G01N 3/32 / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) им. М. И. Платова - № 2019126082; заявл. 16.08.2019; опубл. 18.06.2020, Бюл. № 17.

13. Корнеев, В. С. Численное определение напряжений резинокордных гибких патрубков под внутренним давлением / В. С. Корнеев, Г. С. Русских, Д. В. Ситников // Динамика систем, механизмов и машин. – 2012. – № 1. – С. 34.

14. Кузнецов Ю. И. Синтез резино-кордных упругих элементов пневматических подвесок колесных машин: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1976. – 218 с

References

1. Chelomej V. M. Vibracija v tehnike: Spravochnik. V 6-ti t./Red. sovet: V. N. Chelomej (pred.).-М.: Mashinostroenie, 1981. – Т.6. Zashhita ot vibracii i udarov / Pod red. K.V. Frolova. 1981, 456 s., il.

2. Korchagin P.V., Korchagina E. A., Chakurin I. A. Snizhenie dinamicheskikh vozdeystvij na operatora avtogrejdera v transportnom rezhime. Monografija. – Omsk: SibADI, 2009. – 195 s.

3. Godzhaev Z. A. Issledovanie harakteristik pnevmaticheskogo uprugogo jelementa rukavnogo tipa v zavisimosti ot davlenija vozduha, hoda i formy porshnja / Z. A. Godzhaev, A. A. Popovskij, S. V. Goncharenko // Visnik SevNTU. – 2011. – № 120. – S. 306-311.

4. Shehovcov K. V. Tehnicheskie reshenija uprugo-dempfirujushhijh ustrojstv podveski kabiny traktora. Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal. Vypusk № 7-2 (14) / 2013.

5. Koskov, M. A. Dempfer na osnove jelastomera s poroshkovym napolnitelem iz magnitomjagkogo materiala / M. A. Koskov, G. V. Stepanov, A. S. Ivanov // Vestnik Permskogo universiteta. Fizika. – 2019. – № 4. – S. 5-10. – DOI 10.17072/1994-3598-2019-4-05-10.

6. Chernenko A. B., Gasanov B. G., Sirotnin P. V., Sysoev M. I. Pnevmaticheskie sistemy podressorivaniya kabin special'nyh transportno-tehnologicheskijh mashin: monografija / Juzhno-Rossijskij gosudarstvennyj politehnicheskij universitet (NPI) imeni M.I. Platova.– Novocherkassk: JuRGPU (NPI), 2021.– 251s.

7. Polovinkin A. I. Teorii proektirovaniya novoj tehniki: zakonomernosti tehniki i ih primenenie. M.: Informjelektro. 1991. 101 s.; il.

8. Pat. 2728879 Rossijskaja Federacija: MPK F16F 9/04 Pnevmaticheskaja vibrozolirujushhaja opora / Sirotnin P. V., Zhilejkin M. M., Chernenko A. B., Sysoev M. I., Lebedinskij I. Ju.; SPK F16F 9/04 / - № 2019124862 ; zajavl. 05.08.2019 ; opubl. 31.07.2020, Bjul. № 22.

9. Semenjuk A. N., Kuznecov Ju. I., Savushkin S. S. K raschetu na prochnost' rezinokordnoj obolochki pri poperechnoj deformacii pnevmaticheskogo jelementa // Sbornik nauchnyh trudov «Pnevmaticheskie uprugie jelementy s rezinokordnymi obolochkami.

Raschet, konstruirovaniye, izgotovleniye i jekspluatacija» pod red. Pinovskogo M. L. .- M : CNITJeneftehim, 1977. – 133 s.

10. Sirotin P. V., Lebedinskij I. Ju. Stend dlja staticheskikh ispytaniy vibroizoljatorov - Pat. 188124 RF. MPK : G01N3/08. - № 2018143941 ; zajavl. 11.12.2018 ; opubl. 29.03.2019, Bjul. № 10.

11. P. V. Sirotina, I. Yu. Lebedinskiia, M. M. Zhileikin, and M. I. Sysoev. Test Bench for Vibration Isolation Systems // Russian Engineering Research, 2020, Vol. 40, No. 7, pp. 551–555. © Allerton Press, Inc., 2020.

12. Pat. 2723975 Rossijskaja Federacija: MPK G01M 7/02 Stend dlja dinamicheskikh ispytaniy vibroizoljatorov / Sirotin P. V., Lebedinskij I. Ju., Zhilejkin M. M., Sysoev M. I.; G01N 3/32, SPK G01M 7/02, G01N 3/32 / Juzhno-Rossijskij gosudarstvennyj politehnicheskij universitet (NPI) im. M. I. Platova. - № 2019126082 ; zajavl. 16.08.2019; opubl. 18.06.2020, Bjul. № 17.

13. Korneev V. S. Chislennoe opredelenie naprjazhenij rezinokordnyh gibkih patrubkov pod vnutrennim davleniem / V. S. Korneev, G. S. Russkih, D. V. Sitnikov // Dinamika sistem, mehanizmov i mashin. – 2012. – № 1. – S. 34-36.

14. Kuznecov Ju. I. Sintez rezino-kordnyh uprugih jelementov pnevmaticheskikh podvesok kolesnyh mashin: Dis. ... kand. tehn. nauk. – M. , 1976. – 218 s