

РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ДЛЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИН

В статті наведені результати досліджень по обґрунтуванню параметрів, розробленню та розрахунку гумових віброізоляторів для низькочастотної віброізоляції машин.

DESIGN AND CALCULATION OF RUBBER VIBROINSULATOR FOR LOW-FREQUENCY VIBRATION INSULATION OF MACHINES

Research results on parameters substantiation, development and calculation of rubber vibroinsulators for low-frequency vibration insulation of machines are given in the paper.

Дальнейшая интенсификация работ в современной промышленности требует создания новых технологий, что приводит к модернизации выпускаемой машиностроительной продукции и созданию принципиально новых машин. Так в связи с широким использованием технологии переработки материалов с самотечным его транспортированием по высоте и многоярусным расположением оборудования с интенсивным динамическим воздействием возникает проблема обеспечения высокой эффективности их виброизоляции при безфундаментной установке [1]. Специфика работы машин зачастую не позволяет решать проблемы уменьшения вибрации и шума за счет снижения вибродействия источника. Поэтому эффективными являются способы, связанные с уменьшением вибрации на пути ее распространения, т.е. отражение вибраций на границе раздела двух тел с помощью виброизолирующих систем. Широкое распространение, как в Украине, так и за рубежом получили виброизолирующие системы с использованием эластомерных конструкций на основе резин [2-4]. Наибольшее распространение в практике получили упругие элементы в виде сплошных или полых резиновых и резинометаллических цилиндров с различной формой свободной поверхности. Полые цилиндрические резиновые элементы, как правило, используются для виброизоляции машин сравнительно небольшой (до (20-30) т) массы; сплошные и резинометаллические виброизоляторы применяются для виброизоляции тяжелых (30 т и более) машин. Длительный опыт эксплуатации виброизолирующих систем в условиях горного, горно-металлургического производства показал, что использование таких виброизоляторов позволяет повысить долговечность и надежность машин, обеспечить выполнение санитарных норм на площадках обслуживания оборудования и тем самым защитить обслуживающий персонал и опорные конструкции от вредного действия вибрационных нагрузок.

Остаются нерешенными задачи оптимального проектирования виброизолирующих систем, включающие обеспечение необходимого качества виброизоляции с одновременным обеспечением допустимых перемещений и устойчивости виброизоляторов.

Цель статьи – разработка, исследование и расчет резиновых виброизоляторов высокой несущей способности для низкочастотной виброизоляции машин.

Основная часть. Наибольшее распространение в практике получили упругие элементы в виде полых цилиндров с различной формой свободной поверхности. Качество виброизоляции существенно повышается по мере уменьшения жесткости виброизолаторов и с увеличением коэффициента отстройки K . Уменьшение собственной частоты виброизолирующей системы машин позволяет существенно снизить передаваемые на поддерживающие конструкции нагрузки, которые для линейных одномассных систем (к ним приводятся практически все виброизолирующие системы горных машин – дробилки, окомкователи, смесители, грохоты, вентиляторы, конвейеры) определяются зависимостью [5]:

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{f_0^2 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(f_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}, \quad (1)$$

где F_0 и ω – соответственно амплитуда и частота вынуждающей силы;

f_0 – собственная частота виброизолирующей системы;

n – коэффициент демпфирования.

Статистическая деформация виброизолирующей системы δ в зависимости от ее собственной частоты определяется зависимостью:

$$\delta = \frac{g}{4\pi^2 f_0^2}, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения.

Из соотношения (2) следует, что с уменьшением собственной частоты (т.е. увеличением качества виброизоляции) статическая деформация виброизолаторов растет. На рис. 1 (кривая 1) приведена зависимость статической деформации упругой подвески от ее собственной частоты. Из графика видно, что для обеспечения собственной частоты системы 1,5 Гц статическая деформация упругой подвески составляет порядка 11 см. Известно [6], что высота виброизолатора H определяется следующей зависимостью:

$$H = \delta / [\gamma], \quad (3)$$

где $[\gamma]$ – допустимая относительная деформация сжатия, зависящая от режимов нагружения резиновой детали и марки резин.

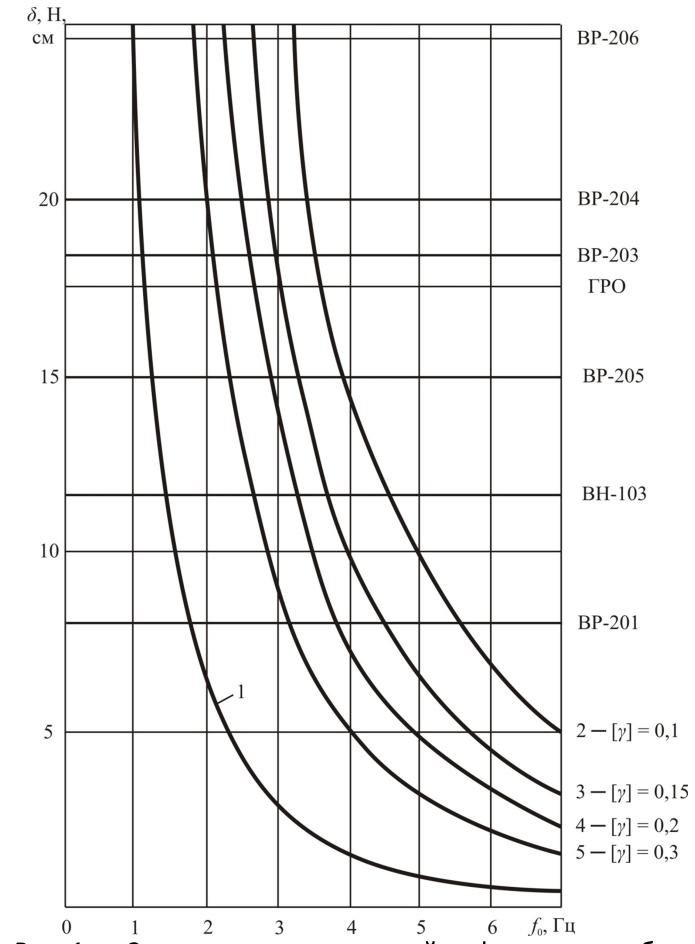


Рис. 1 – Зависимость статической деформации виброизолаторов и их высоты от собственной частоты подвески

Основываясь на опыте расчетов и эксплуатации резиновых элементов, допускаемая относительная деформация сжатия составляет 0,15-0,2 для деталей, испытывающих только статическую нагрузку; 0,1-0,15 – для деталей, испытывающих статическую нагрузку со случайными и кратковременными динамическими нагрузками; 0,05-0,1 – для деталей, испытывающих стационарную динамическую нагрузку [6]. На рис. 1 приведены зависимости высоты виброизоляторов от частоты собственных колебаний подвески f_0 при различных значениях допускаемых относительных деформаций: кривая 2 при $[\gamma]=0,1$; кривая 3 при $[\gamma]=0,15$; кривая 4 при $[\gamma]=0,2$ и кривая 5 при $[\gamma]=0,3$. Анализ кривых 2-5 показывает, что при допустимой относительной деформации 0,1÷0,15 и высоте резиновых элементов 200 мм собственная частота виброизолирующей системы может составлять 2,9-3,4 Гц, а при $[\gamma]=0,3$ – 2 Гц. Для примера на рис. 1 приведен ряд горизонтальных прямых, величина которых соответствует высоте различных типоразмеров виброизоляторов. Так, например, виброизоляторы ВР-203 могут обеспечить собственную частоту системы в 3,6 Гц при относительной деформации в 10 %, а при относительной деформации в 15 % – 3 Гц.

В табл. 1 приведены результаты определения характеристик виброизолирующих систем машин различного технологического назначения.

Анализ полученных результатов показывает следующее. У большинства машин в качестве виброизоляторов и упругих связей применяются резиновые элементы типа ГРО и ВР. Собственная частота (в динамике) упругих подвесок машин находится в пределах от 2,6 Гц до 8,1 Гц. применение витых пружин позволяет снизить собственные частоты виброизолирующих систем до 2,0-2,4 Гц, но их срок службы уступает сроку службы и стоимости резиновых элементов. Сопоставление данных по действительной осадке упругих элементов с допустимыми величинами показывает, что практически все элементы перегружены, т.е. обеспечение сравнительно низкой собственной частоты подвески осуществлено за счет снижения срока ее службы. Следует также отметить, что за счет малой (по сравнению с вертикальной) горизонтальной жесткостью резиновых элементов, собственные частоты подвески в этом направлении будут значительно меньше, чем у витых пружин и это положительно сказывается на эксплуатации поддерживающих конструкций.

Известно [7, 8], что при определенных условиях нагружения цилиндрических резиновых элементов происходит потеря их устойчивости (эффект перекатывания) и опрокидывания виброизолируемого объекта. Так при испытаниях опытного образца грохота ГИТ-41 (4 элемента АР-103) из-за завалов и перегрузки исходным продуктом его загрузочной части короб съезжал в сторону [9]. После включения грохота по мере разгрузки короб занимал исходное, рабочее положение. Этот недостаток удалось устранить путем замены в загрузочной части короба резиновых элементов типа АР-103 на более мощные элементы типа АР-104, имеющие большую сдвиговую жесткость.

Для определения зависимости величин усилий сдвига цилиндрических резиновых элементов от предварительного поджатия (т.е. вертикальной нагрузки) были выполнены экспериментальные исследования. На рис. 2 приведена схема

измерений сдвиговых усилий различных типов резиновых виброизоляторов. В табл. 2 приведены их основные параметры.

Таблица 1 – Результаты определения характеристик виброизолирующих систем машин

Тип машины	Масса колеблющихся частей, кг	Частота вынужденных колебаний, Гц	Кол-во вибробортиков	Существующий виброизолятор			Допускаемая осадка, мм	f_0 , статика, динамика Гц
				Тип	Суммарная жесткость, кН/м	Осадка, мм (%)		
КГВ-1,2/10,8-1690	18000	10,0	10	ГРО	4000	45(26)		2,37/2,70
КГВ-1,1/10-670	15500	9,58	8	ГРО	3200	48(27)		2,28/2,60
КГВ-1,2/10,7-1226	15150	10,0	8	ГРО	3200	47(27)	17,5-	2,30/2,64
КГВ-1,2/11,4-1773	13255	10,75	8	ГРО	3200	41(23)	26,3	2,47/2,80
КГВ-1,1/11,4-1774	14290	10,43	8	ГРО	3200	45(25)		2,38/2,70
ПВ-0,9/7-1772	12200	9,63	10	ГРО	4000	30(17)		2,88/3,28
КВІЖ2-0.32-1745	4600	11,1	18	П-103	729	63(28)	39	2,00/2,00
КВІЖ2-0.3-1730	5500	12,4	14	П-104	1268	43(14)	38	2,40/2,40
КВІЖ2-0.65-1713	8100	10,0	10	ВР-102	400	20(10)	20-30	3,50/4,03
КВІЖ2-0.15-1461	740	13,0	8	ВР-202	400	18,7(23)	8-12	3,70/4,20
КВІЖ2-0.64-835	9200	9,5	10	П-105	1960	47(13)	40	2,35/2,35
КГВ-1,2/8,4-1799	13800	9,77	8	ГРО	3200	43(25)		2,45/2,76
КГВ-1,2/9-1801	13000	9,4	8	ГРО	3200	40(23)	17,5-	2,5/2,80
КГВ1Ж2-0,5	5900	10,0	10	ГРО	4000	14,7(8,5)	26,3	4,14/4,72
КГВ1Ж2-0,65	7000	10,0	12	ГРО	4800	14,6(8,3)		4,10/4,75
СВ3-0,6-2001	90	20	6	ВР-201	150	6(7,5)		6,5/7,4
СВ2-1,2-2006	300	20	12	ВР-202	600	5(6,3)		7,1/8,1
СВ4-1,4-1821	720	20	12	ВР-202	600	12(15)		4,6/5,2
СВ-1,4-1929	240	20	6	ВР-202	300	8(10)	8-12	5,6/6,4
СВ3-0,9-1992	290	20	6	ВР-202	300	10(12,5)		5,1/5,8
СВ2-0,9-1772	240	20	6	ВР-201	150	16(20)		3,9/4,5
СВ3-1,6-2034	600	20	12	ВР-203	1200	5(6,3)		7,1/8,1

Таблица 2 – Основные параметры виброизоляторов

Тип виброизолятора	Высота H , мм	Наибольший диаметр D , мм	Жесткость на сжатие (каждого), кН/м
ВР-201	80	100	110; 105
ВР-203	180	200	260; 260
ВР-204	200	230	350; 340
ВР-205	150	160	203; 196
ВР-206	245	250	435; 455
ГРО	175	200	400; 390

Для измерений подбирались пары виброизоляторов каждого типа с приблизительно одинаковой жесткостью на сжатие (разброс $\pm 5\%$). Деформация сжатия элементов осуществлялась механическим процессом с самотормозящимся устройством; перемещения сдвига осуществлялись винтовым устройством; усилия сдвига фиксировались образцовым динамометром сжатия типа ДОСМ; линейные перемещения определялись индикаторами часового типа, установленными на магнитных стойках.

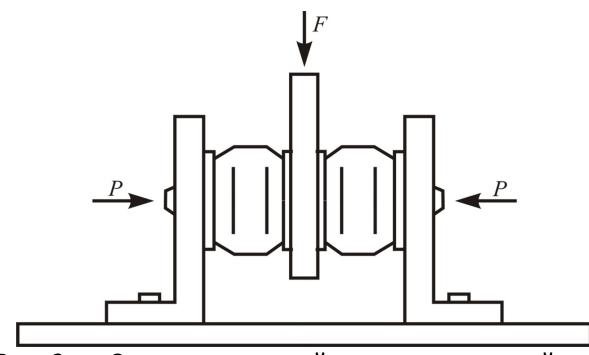


Рис. 2 – Схема измерений сдвиговых усилий

Зависимость силы сдвига различных резиновых элементов от величин осевой относительной деформации сжатия приведены на рис. 3 для деформации сдвига 10 мм (резина элементов 2959). Анализ полученных зависимостей показывает, что наибольшее значение сдвиговых усилий приходится на относительные деформации $\gamma = (4-10) \%$. Это и есть наиболее устойчивое состояние. При дальнейшем увеличении относительных деформаций происходит резкое уменьшение жесткости элементов на сдвиг. Причем, чем ближе к единице отношение высоты элемента к его диаметру, тем при меньших относительных деформациях наблюдается максимум сдвигающих усилий. Так, для виброизоляторов ВР 203, ВР 205, ВР 206, ВР 204 и ГРО максимум сдвигающих усилий приходится на величину относительной деформации 5 %, а для виброизолятора ВР 201 – 10 %. При $\gamma = 20 \%$ сдвиговая жесткость уменьшается почти в 1,8 раза по отношению к своему максимальному значению для ВР 201 и в 2-3,4 раза для остальных элементов.

Таким образом, потеря устойчивости машин на цилиндрических виброизоляторах при $\gamma > 10-15 \%$ объясняется резким уменьшением сдвиговой жесткости.

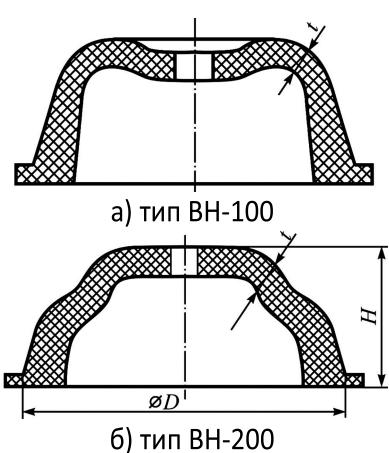


Рис. 4 – Резиновые виброизоляторы

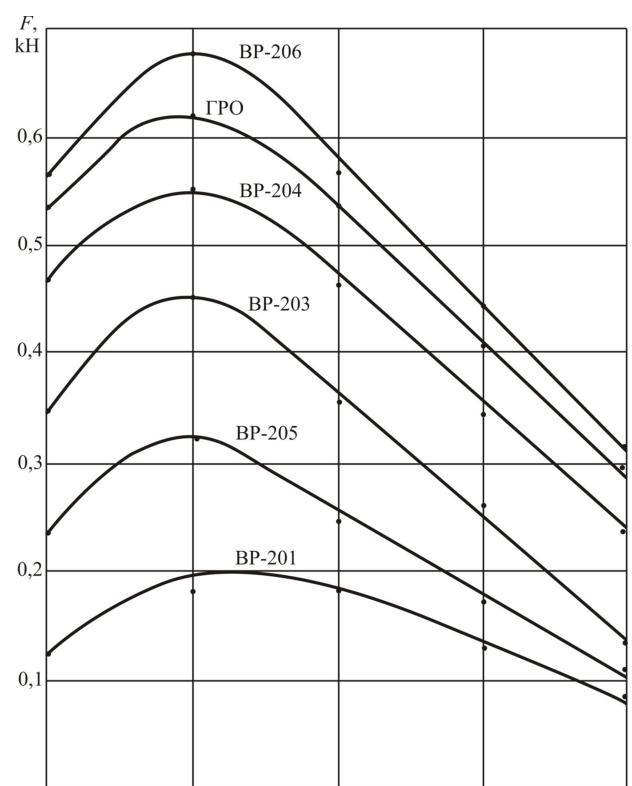


Рис. 3 – Зависимость силы сдвига резиновых элементов от величины относительной деформации

Поэтому применение таких элементов для низкочастотной виброизоляции, где относительные деформации сжатия должны быть в пределах 0,2-0,3 весьма проблематичны как с точки зрения устойчивости, так и по долговечности (в [6] рекомендуемые относительные деформации при стационарных динамических нагрузках находятся в пределах 0,05-0,1).

Учитывая вышесказанное в ИГТМ НАН Украины разработаны виброизоляторы с увеличенной сдвиговой жесткостью – рис. 4 [10]. Виброизоляторы типа ВН-100 (рис. 4, а) представляют собой по-

лую усеченную полусферу. При осевом сжатии деформации испытывает практически верхняя выпуклая часть виброизолятора, за счет чего достигается уменьшение вертикальной жесткости по сравнению с виброизоляторами в виде полых цилиндров со сложной формой свободной поверхности. При деформациях сдвига в работу включаются более толстые боковые стенки, за счет чего достигается увеличение сдвиговой жесткости с увеличением осевого сжатия.

Виброизоляторы типа ВН-200 (рис. 4, б) отличаются от виброизоляторов ВН-100 наличием ступеньки на боковой поверхности, что позволяет получать сложную жесткостную характеристику при осевом сжатии при сохранении сдвиговых. В табл. 3 приведены основные габаритные размеры разработанных типов резиновых виброизоляторов с увеличенной сдвиговой жесткостью.

Разработанные типы виброизоляторов подвергались статическим и динамическим испытаниям. При статических испытаниях путем ступенчатого нагружения элементов определялись их силовые характеристики сжатия и сдвига в зависимости от условий нагружения, толщины стенки виброизолятора, величины относительной деформации (при определении сдвиговых усилий). При динамических испытаниях определялась температура саморазогрева в центре резинового массива виброизолятора в зависимости от частоты, амплитуды колебаний и величины относительной деформации. Испытания выполнялись по стандартным методикам.

Таблица 3 – Основные габаритные размеры виброизоляторов

Тип виброизолятора	Высота H , мм	Наибольший диаметр D , мм	Толщина стенки t , мм
ВН-101/...	46	145	6; 10
ВН-102/...	60	145	6; 11
ВН-103/...	115	285	25; 30
ВН-201/...	115	285	25; 30

Силовые характеристики элементов при осевом сжатии получены при различных способах приложения нагрузки – сплошная пластина диаметром 200 мм (для всех элементов), через наставку диаметром 36 мм (для ВН-101, ВН-102) и через наставку диаметром 75 мм и высотой 50 мм к которой крепилась пластина диаметром 200 мм (для ВН-103 и ВН-201).

На рис. 5 приведены силовые характеристики элемента типа ВН-101 в зависимости от способа приложения нагрузки и толщины стенки, где – кривые 1 и 3 для $t = 10$ мм, а кривые 2 и 4 для $t = 6$ мм. Анализ полученных зависимостей показывает, способ приложения нагрузки, как и толщины стенки виброизолятора, существенно влияют на силовую характеристику виброизолятора. На рис. 6 представлена зависимость силы сдвига F элемента типа ВН-101 ($t = 10$ мм, вертикальная жесткость 20 кН/м) от величины его относительной деформации γ при величине сдвига 10 мм. Из графика видно, что в свободном состоянии сдвиговая жесткость практически равна жесткости на сжатие. С увеличением относительной деформации жесткость на сдвиг увеличивается и достигает максимума при $\gamma = 25\text{-}30\%$ (в отличии от цилиндрических виброизоляторов типа ВР, у которых максимум сдвигающих усилий приходится на $\gamma = 5\text{-}10\%$). В дальнейшем сдвиговая жесткость элементов плавно убывает и даже при $\gamma = 40\%$ в 1,7 раза превышает первоначальную.

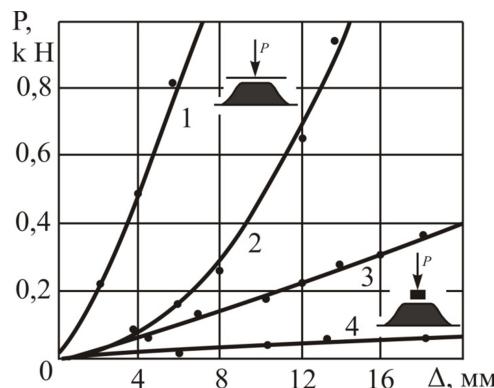


Рис. 5 – Силовые характеристики элемента типа BH-101 в зависимости от способа приложения нагрузки и толщины стенки

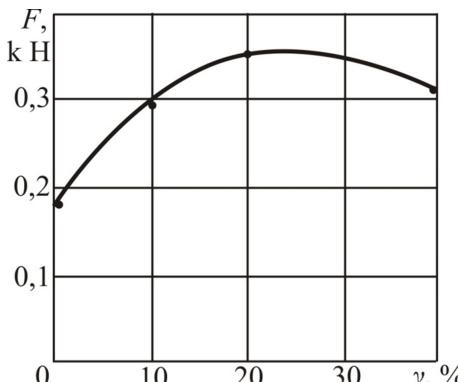


Рис. 6 – Зависимость силы сдвига элемента BH-101 от величины относительной деформации

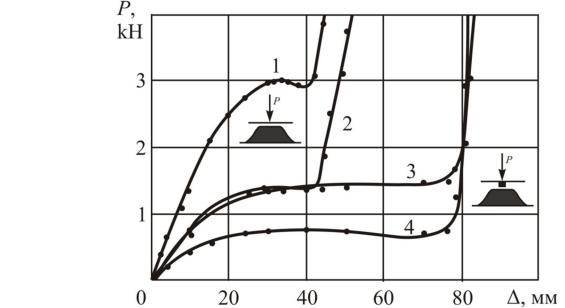
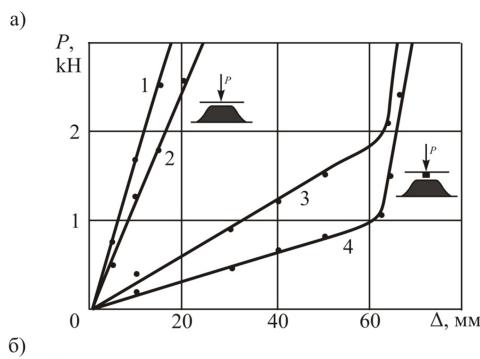


Рис. 7 – Силовые характеристики элементов типа BH-103(а) и BH-201 (б) в зависимости от способа приложения нагрузки и толщины стенок

Таким образом, элементы типа ВН имеют сдвиговую жесткость сравнимую с жесткостью на сжатие при больших относительных деформациях.

На рис. 7 представлены силовые

характеристики элементов типа BH-103 (рис. 7, а) и BH-201 (рис. 7, б) в зависимости от способа приложения нагрузки и толщины стенки виброизолятора, где зависимости 1 и 3 при $t = 30$ мм, а 2 и 4 при $t = 25$ мм. Анализ полученных зависимостей показывает, что способ приложения нагрузки в значительной степени определяет силовую характеристику виброизолятора от практически линейной с различным углом наклона до существенно нелинейных. Форма свободной поверхности виброизолятора – наличие ступеньки BH-201 – коренным образом сказывается на форме силовых зависимостей. Так, если у элементов BH-103 имеется два ярко выраженных участка, то у элементов BH-201 – три участка с существенно различными углами наклона.

В табл. 4 приведены результаты испытаний виброизоляторов типа BH-101, BH-102 и BH-103 на теплообразование при различных режимах нагружения.

Для сравнения приведены данные по аналогичным испытаниям цилиндрических виброизоляторов со сложной формой свободной поверхности типа ВР-201 и ВР-205. Температура окружающей среды 25°C.

Анализ полученных данных показывает, что приращение температуры саморазогрева у элементов типа ВН значительно меньше при больших амплитудах и относительных деформациях, чем у цилиндрических виброизоляторов со сложной формой свободной поверхности типа ВР.

Таблица 4 – Результаты испытания виброизоляторов на теплообразование

Тип элемента	Предварительная относительная деформация %	Параметры колебаний		Приращение температуры, °C
		Амплитуда, мм	Частота, Гц	
ВН-101 (t = 6 мм)	20	2,5	16,6	2,5
	30			3,5
ВН-101 (t = 10 мм)	20	2,5	16,6	4,8
	30			6,7
ВН-102 (t = 11 мм)	20	2,5	16,6	6
	40	2,5		11
ВР-201	10	1,5		34
	10	3,0		40
	15	1,5	17	36
	15	3,0		45
ВН-103 (t = 25 мм)	20	2,5		15
	30	3,0	16,6	20
ВР-205	10	1,5		27
	10	3,0		32
	15	1,5	17	36
	15	3,0		41

При эксплуатации нагрузка на виброизолятор может передаваться различными способами (рис. 8) [11]. При нагружении виброизолятора по схеме 1 сила прикладывается лишь в центре верхней части полусферы, а при нагружении виброизолятора по схеме 2 нагрузка прикладывается к выступающей поверхности верхней части амортизатора.

Размеры виброизолятора ВН-101: высота – 46 мм, наибольший диаметр – 145 мм, толщина стенки – 10 мм.

Марка резины – 2959. Модуль сдвига – $G = 1,76 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона – $\nu = 0,499$.

Основной закон наследственной вязкоупругости представим на основе обобщенного закона Гука с использованием принципа Больцмана-Вольтерра:

$$\tilde{\sigma}^{ij} = \tilde{C}^{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (4)$$

где \tilde{C}^{ijkl} – компоненты тензора упругих постоянных, представляемые в виде интегрального оператора, содержащего ядро релаксации:

$$\tilde{C}^{ijkl} \varphi = C^{ijkl} \left[\varphi(t) - \int_0^t R(t-\tau) \varphi(\tau) d\tau \right]. \quad (5)$$

Компоненты тензора упругих постоянных изотропного тела выражаются через компоненты метрического тензора и параметры Ляме:

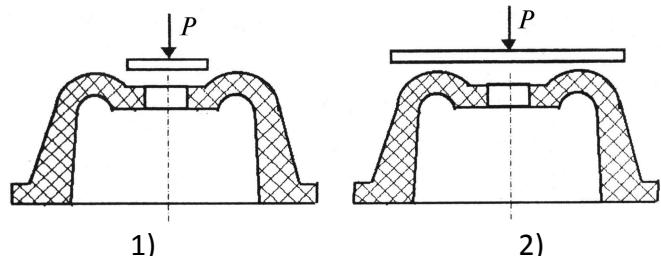


Рис. 8 – Схема нагружения виброизолятора

$$\tilde{C}^{ijkl}\varphi = C^{ijkl} \left[\varphi(t) - \int_0^t R(t-\tau)\varphi(\tau)d\tau \right]. \quad (6)$$

При численном решении задачи используем криволинейный конечный элемент в виде шестигранника. При реализации решения на PC IBM представим интегральный оператор (2) в конечно-разностной форме:

$$\tilde{C}^{ijkl}\varphi = C^{ijkl} \left[\varphi(t_n) - \sum_{m=0}^{n-1} \int_{t_m}^{t_{m+1}} R(t-\tau)\varphi(\tau)d\tau \right]. \quad (7)$$

Полагая, что перемещения $u(t)$ и компоненты деформаций $\varepsilon_k(t)$ изменяются линейно внутри каждого интервала времени, выражение для компонент тензора напряжений представим в виде:

$$\sigma^{ij} = C^{ijkl} \left[\varepsilon_{kl}(t_n) - \sum_{m=0}^{n-1} \varepsilon_{kl}(t_m) \int_{t_m}^{t_{m+1}} R(t-\tau)d\tau \right]. \quad (8)$$

Для разделения сдвиговой и объемной составляющей преобразуем (1) к виду:

$$\sigma^{ij} = 2\mu g^{ki}g^{lj}\varepsilon_{kl} + \lambda\theta g^{ij}. \quad (9)$$

Введем в рассмотрение модуль объемного сжатия B :

$$B = \lambda + \frac{2}{3}\mu, \quad (10)$$

где λ и μ – параметры Ляме, определяемые соотношениями

$$\mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}; \quad \lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad (11)$$

E – модуль Юнга;

ν – коэффициент Пуассона.

Тогда обобщенный закон Гука для вязкоупругого материала с учетом (10) примет вид [12]:

$$\tilde{\sigma}^{ij}(t) = 2\tilde{\mu}(g^{ki}g^{lj}\varepsilon_{kl}(t) - \frac{1}{3}\theta g^{ij}) + \tilde{B}\theta g^{ij}, \quad (12)$$

где t – время;

$\tilde{\mu}$ и \tilde{B} – интегральные операторы, вычисляемые по формулам

$$\tilde{\mu}\varphi = \mu \left[\varphi(t) - \int_0^t R_\mu(t-\tau)\varphi(\tau)d\tau \right]; \quad (13)$$

$$\tilde{B}\psi = B \left[\psi(t) - \int_0^t R_B(t-\tau)\psi(\tau)d\tau \right]. \quad (14)$$

В последних выражениях величины R_μ и R_B представляют собой ядра сдвиговой и объемной релаксации. Интегральные операторы сдвиговой и объемной релаксации представим по аналогии с (8) в конечно-разностной форме:

$$\tilde{\mu}\varphi = \mu \left[\varphi(t_n) - \sum_{m=0}^{n-1} \int_{t_m}^{t_{m+1}} R(t-\tau)\varphi(\tau)d\tau \right]; \quad (15)$$

$$\tilde{B}\psi = B \left[\psi(t_n) - \sum_{m=0}^{n-1} \int_{t_m}^{t_{m+1}} R(t-\tau)\psi(\tau)d\tau \right]. \quad (16)$$

В качестве ядра релаксации воспользуемся разностным ядром Ю.Н. Работнова:

$$R(t-\tau) = \chi(t-\tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t-\tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(\alpha+1)]}, \quad (17)$$

где χ – параметр релаксации;

α, β – реологические параметры ядра;

Γ – гамма-функция.

Реологические параметры ядра релаксации для данной марки резины равны $\alpha = -0,6; \beta = 1,06; \chi = 0,58$ [10].

Данная методика учета вязкоупругих свойств положена в основу расчета напряженно-деформированного состояния виброизолятора с помощью вычислительного комплекса «МИРЕЛА» [13]. При расчете использовалась моментная схема конечных элементов для слабосжимаемых материалов [12]. Результаты расчета представлены на рис. 9 и рис. 10

При нагружении по схеме 1 значительные деформации испытывает лишь верхняя часть виброизолятора, а остальной массив деформируется незначительно. При нагружении по схеме 2 деформируется как верхняя, так и нижняя часть виброизолятора. В первом случае осевая жесткость значительно меньше, чем во втором. Это связано с тем, что во втором случае значительную часть действующей нагрузки воспринимают боковые стенки виброизолятора.

По результатам расчета видно, что решение задачи в упругой постановке дает заниженный, а в вязкоупругой – завышенный результат по сравнению с экспериментальными данными.

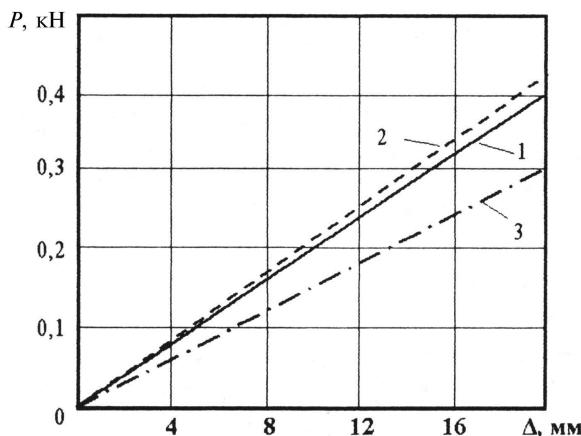
Выводы

1. Существующие типы резиновых элементов типа ВР и ГРО при соблюдении условий обеспечения устойчивости и долговечности виброизолирующих систем способны обеспечить величину частоты их собственных колебаний от 3 Гц и выше.

2. Резиновые элементы виброизолирующих систем большинства существующих вибрационных машин эксплуатируются со значительными перегрузками.

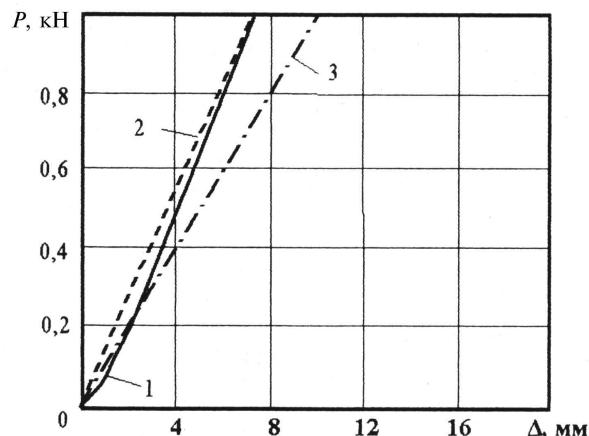
3. Наибольшее сопротивление усилиям сдвига резиновых элементов типа ВР и ГРО наблюдается при относительных вертикальных деформациях сжатия 5÷8 %. Эта величина относительных деформаций является оптимальной с точки зрения обеспечения необходимой сдвиговой устойчивости виброизолирующей системы.

4. Потеря устойчивости цилиндрических резиновых виброизоляторов при относительной деформации сжатия более 15 % объясняется резким уменьшением их сдвиговой жесткости.



1 – экспериментальное значение; 2 – линейное упругое решение; 3 – линейное вязкоупругое решение

Рис. 9 – Зависимость между максимальным прогибом конструкции и прикладываемой нагрузкой (первая схема нагружения)



1 – экспериментальное значение; 2 – линейное упругое решение; 3 – линейное вязкоупругое решение

Рис. 10 – Зависимость между максимальным прогибом конструкции и прикладываемой нагрузкой (вторая схема нагружения)

5. Разработанные резиновые элементы типа ВН позволяют обеспечить собственные частоты подвески машин менее 3 Гц за счет более высоких значений допускаемых относительных деформаций при меньшей высоте, что позволяет существенно снизить расход резины.

6. Выполнен расчет жесткостных характеристик резиновых виброизоляторов типа ВН-100 для различных способов приложения внешней нагрузки. Расчет в упругой постановке дает заниженный, а в вязкоупругой постановке – завышенный результат по сравнению с экспериментальными данными.

7. Разработанные конструкции виброизоляторов позволяют создавать на их базе не только более динамически совершенные машины, но и значительно сократить количество типоразмеров виброизоляторов для различных машин путем изменения способа приложения нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О методах повышения эффективности виброизоляции при бесфундаментной установке источников интенсивных вибраций / Афанасьев В.Д., Арутюнян А.Р., Дырда В.И., Лисица Н.И., Лисица Н.Н. // Геотехническая механика: Міжвід. зб. наук. праць. Інститут геотехнічної механіки НАН України. – Дніпропетровськ, 2006. – Вип. 63. – С. 178-185.
2. Резиновые детали в инженерной практике / Дырда В.И., Чижик Е.Ф., Кияшко В.И., Карабабан Н.Г. – Днепропетровск: Поліграфіст, 1998. – 303 с.
3. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 581 с.
4. Дырда В.И., Маркелов А.Е. Резиновые детали технологических машин – Москва; Днепропетровск: Авантаж, 2008. – 316 с.
5. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов, 1981. – 456 с.
6. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 299 с.
7. Лисица Н.И. Определение предела применимости цилиндрических резиновых виброизоляторов / Лисица Н.И., Голуб Г.Н., Лисица Н.Н. // Геотехническая механика. – Днепропетровск: Поліграфіст, 1999. – Вип. 11. – С. 384-389.
8. Лисица Н.И. Разработка и экспериментальные исследования новых типов резиновых виброизоляторов / Лисица Н.И., Моисеев Е.П., Лисица Н.Н., Голованов Д.В. // Труды II Международного сим-

- позиума. – Днепропетровск: Поліграфіст, 1997. – Т. 1. – С. 182-193.
9. Разработка и внедрение на предприятиях Минцветмета защитных покрытий и резиновых упругих подвесок вибрационных машин для выпуска, переработки и доставки руд цветных металлов. Испытать резиновые элементы упругой подвески инерционных грохотов: Отчет о НИР ІГТМ АН Украины; рук. Дырда В.И. исполн. Лисица Н.И. [и др.]. – Днепропетровск, 1984. – 21 с. – № ГР81014431. – инв. № 3623.
10. Лисица Н.Н. Разработка и экспериментальные исследования резиновых виброзоляторов повышенной устойчивости / Геотехническая механика. Днепропетровск: Полиграфист, 1999. – Вып. 11. – С. 390-396.
11. Киричевский В.В. Численное исследование процессов деформирования резинового виброзолятора / Киричевский В.В., Толок В.А., Лисица Н.Н., Гребенюк С.Н. // Геотехническая механика. Днепропетровск: Поліграфіст, 2001. – Вып. 24. – С. 162-165.
12. Киричевский В.В., Сахаров А.С. Нелинейные задачи термомеханики конструкций из слабосжимаемых эластомеров. – Киев: Будівельник, 1992. – 216 с.
13. Система «МИРЕЛА» для исследования прочности, долговечности и разрушения конструкций из эластомерных и композитных материалов в условиях нелинейного деформирования на основе метода конечных элементов / Киричевский В.В., Дохняк Б.М., Козуб Ю.Г., Киричевский Р.В., Карпушин А.Д., Гребенюк С.Н. // Труды Международной конференции «Прогрессивная техника и технология машиностроения и сварочного производства». – Киев: Изд-во КПИ, 1998. – Т 3. – С. 136-139.