УДК 621.752.3

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ УПРУГОГО БЛОКА ОБЕЧАЙКИ ГИДРООПОР МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

© Борис Александрович Гордеев¹, Сергей Николаевич Охулков¹,
Александр Николаевич Осмехин², Александр Сергеевич Плехов³

¹Институт проблем машиностроения РАН – филиал Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики Российской академии наук» (ИПМ РАН), Нижний Новгород, Россия
gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru

²Акционерное общество «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», Нижний Новгород, Россия
osmehinalex@gmail.com

³Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород, Россия
aplehov@mail.ru

Аннотация. В статье приведён расчет жёсткости упругой обечайки гидроопор методом конечных элементов. Данный расчёт необходим для знания запаса прочности резиновой обечайки, так как при росте возникающей вибрации снижается ресурс работы МР-гидроопоры, ведущий к её разрушению [1,2]. Целью данного исследования является расчёт и оценка максимальных деформаций сдвига резиновой обечайки гидроопоры необходимых для последующего определения жесткости и демпфирования гидроопоры на резонансных частотах. При оценке максимальных деформаций сдвига резиновой обечайки гидроопоры, вызванных переменными нагрузками используется метод конечных элементов. Система уравнений динамики сводится к одному кубично-нелинейному уравнению четвертого порядка относительно поперечных смещений струны. В зависимости от соотношения масс струны и упруго-инерционного основания, эволюционное уравнение имеет три предельных случая: модифицированное уравнение Островского, уравнение Римана с кубической нелинейностью, уравнение ангармонического осциллятора с кубической нелинейностью. В каждом случае изучаются особенности распространения нелинейных периодических волн.

Ключевые слова: гидроопора, упругая обечайка, прямоугольный стержень, эквивалентная жёсткость, деформации и напряжения стержня.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИПФ РАН на проведение фундаментальных научных исследований на 2021-2023 гг. по теме № 0030-2021-0025.

NUMERICAL CALCULATION OF THE STIFFNESS OF THE ELASTIC BLOCK OF THE HYDRAULIC SUPPORT SHELL BY THE FINITE ELEMENT METHOD

© B.A. Gordeev¹, S.N. Ohulkov¹, A.N. Osmekhin², A.S. Plekhov³

¹Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Nizhny Novgorod, Russia

gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru

²Afrikantov OKBM, Nizhny Novgorod, Russia

osmehinalex@gmail.com

³Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia

aplehov@mail.ru

Abstract. The article presents the calculation of the stiffness of the elastic shell of hydraulic supports by the finite element method. This calculation is necessary to know the safety margin of the rubber shell, since with an increase in the resulting vibration, the service life of the MR-hydraulic support decreases, leading to its destruction [1, 2]. The purpose of this study is to calculate and evaluate the maximum shear deformations of the rubber shell of the hydraulic support necessary for the subsequent determination of the stiffness and damping of the hydraulic support at resonant frequencies. The finite element method is used to estimate the maximum shear deformations of the rubber shell of the hydraulic support caused by variable loads.

Keywords: hydraulic support, elastic shell, rectangular rod, equivalent stiffness, deformations and stresses of the rod.

Acknowledgements. The work was carried out within the framework of the state assignment for fundamental scientific research for 2021-2023 on the topic No. 0030-2021-0025.

Оценка деформаций сдвига, напряжений, жесткости и нагрузки резиновой обечайки гидроопоры при ударах в 1g и 5g. При оценке максимальных деформаций и напряжений резиновой обечайки гидроопоры (рис. 1) считаем, что восемь секторов обечайки (рис.2) приведены к восьми резиновым приведённым стержням [3-6] (рис.3).

Рис.1. Возбуждение колебаний обечайки резинового блока гидроопоры

Рис. 2. Разбивка резиновой обечайки гидроопоры на восемь секторов:
а) – вид сверху; б) и в) – вид снизу.

В этом случае целесообразно усечённые сегменты (рис. 2) заменить гладкими прямоугольными стержнями эквивалентной жесткости (рис. 3).

Рис. 3. Эскиз приведенного стержня с жесткостью эквивалентной жесткости вырезанного сегмента.

При этом изменится общая длина приведённого стержня, которая теперь, будет называться приведенной длиной l . Размер дуг сегмента, приведённых к приведённому стержню теперь,

будет постоянным по всей длине стержня, и будет называться приведенным размером дуг сегмента $r_{\text{пд}}$ [4,7,8]

При оценке максимальных деформаций и напряжений резиновой обечайки гидропоры воспользуемся таблицей № 1, где представлены значения модулей сдвига и упругости, МПа, при единицах твердости по Шору.

Для резиновых обечайек гидропор твердость резин, предполагаемых к использованию, принимается, равной 47 единицам Шора, поэтому из таблицы №1 выбираем значение модуля упругости для 50-ти единиц Шора [9].

Таблица № 1

Допускаемые значения модулей сдвига и упругости резиновых обечайек

Показатель	Фактор формы Φ^1	Значения модулей сдвига и упругости, МПа, при твердости по Шору				
Единицы твёрдости по Шору		30±3	40 ±3	50 ±4	60±4	70 ±4
Модуль сдвига G	-	0,4-0,5	0,5-0,6	0,6-0,8	0,9-1.1	1,3-1,5
Модуль упругости E_p	0,25	2,5-3,0	3,0-1,0	4,0-5,5	6,0-7,0	8,5-10,0

¹Фактором формы является отношение площади нагружения к площади свободной (боковой) поверхности детали.

Поэтому если, например, материал приведённого резинового стержня (рис. 3) имеет характеристики: модуль Юнга, $E = 5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $\rho = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, а шаг сетки выбран равным $h = 0,00878 \text{ м}$, то есть 8,78 мм, то шаг по времени равен [3,5]:

$$\tau = h\sqrt{\rho/E}. \quad \tau = 0,00878 \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^3}{5 \cdot 10^6}} \cong 0,1360 \cdot 10^{-3} \text{ с.} \quad (1)$$

Для оценки максимальных деформаций и напряжений резиновой обечайки гидропоры считаем, что приведённый стержень при ударах в 1g и 5g падает на жесткую поверхность со скоростями $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$ и $v_1 = 50 \text{ м/с}$.

1. Так для первого случая, при ударе в 1g, приведённый упругий резиновый стержень падает на жесткую поверхность со скоростью $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$, где $v_1 \tau = 10,06 \cdot 0,136 \cdot 10^{-3} \cong 1,368 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, т.е. 1,37 мм. Поэтому максимальные деформации во всех элементах приведённого упругого резинового стержня одинаковы и равны 1,37 мм.

В результате при ударе в 1g получаем первые максимальные деформации во всех элементах приведённого стержня:

$$\varepsilon_{1,\text{max}} = \frac{v_1 \tau}{h} = \frac{10,06 \cdot 0,136 \cdot 10^{-3}}{0,00878} \cong 155,827 \cdot 10^{-3}, \quad (2)$$

а первые максимальные напряжения во всех элементах приведённого резинового стержня составляют [3,5]:

$$[\sigma_1] = E \varepsilon_{1,\text{max}} = 5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \cdot 155,827 \cdot 10^{-3} = 779,135 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2. \quad (3)$$

При выполнении закона Гука получаем минимальную динамическую жесткость для элемента приведённого резинового стержня в момент удара по обечайке в 1g массой нагрузки $m_0 = 27 \text{ кг}$ при $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$.

Тогда на каждый приведённый стержень (рис.3) состоящий из шести элементов (рис. 1) действует масса нагрузки, равная $m_j = 4,5 \text{ кг}$. Из механики известно, что в любом сечении внутренняя сила равна сумме внешних сил [8]. Таким образом, все элементы приведённого резинового стержня (рис.3) находятся под действием одинаковой силы. В результате на каждый элемент приведённого резинового стержня в момент удара по обечайке действует масса, равная $m_j = 4,5 \text{ кг}$.

Тогда первая минимальная динамическая жесткость одного элемента приведённого резинового стержня будет равна [8]:

$$c_{1,j} = \frac{EG_j}{[\sigma_1]h} = \frac{Em_jg}{[\sigma_1]h} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 9,81}{779,135 \cdot 10^3 \cdot 0,00878} \approx 32,266 \cdot 10^3 \text{ Н/м}, \quad (4)$$

где $c_{1,j}$ – первая жёсткость одного элемента приведённого резинового стержня, Н/м; $[\sigma_1]$ – первое допускаемое напряжение для резиновой обечайки, МПа.

Поскольку жесткость одного элемента сегмента обечайки равна жесткостям остальных его элементов, то первую податливость сегмента обечайки гидропоры $e_{1, \text{cer}} = 1/c_{1, \text{cer}}$ можно определить по (7.38) через первые податливости всех элементов сегмента обечайки, используя формулу [8]:

$$e_{1, \text{cer}} = e_{1,i} = \frac{1}{c_{1, \text{cer}}} = 6 \cdot \frac{1}{c_{1,j}} = 6 \cdot \frac{1}{32,266 \cdot 10^3 \text{ М/Н}} = 0,186 \cdot 10^{-3} \text{ м/Н}. \quad (5)$$

После определения первой податливости сегмента упругой обечайки определяем его первую жёсткость, используя формулу:

$$c_{1, \text{cer}} = c_{1,i} = \frac{1}{e_{1, \text{cer}}} = \frac{1}{0,186 \cdot 10^{-3} \text{ м/Н}} = 5376,344 \text{ Н/м}. \quad (6)$$

Далее учитывая тот факт, что резиновая обечайка разбита на восемь секторов, приведённых к восьми резиновым стержням эквивалентной жёсткости, получаем суммарную первую минимальную жесткость обечайки без учёта угла наклона образующей $\bar{l}$ к плоскости, нормальной к оси гидропоры.

$$c_{1, \text{об}} = 8 \cdot c_{1,i} = 8 \cdot 5376,344 = 43010,752 \text{ Н/м}, \quad (7)$$

Минимальную динамическую жесткость одного приведённого резинового стержня к одному сегменту обечайки с учётом угла наклона α образующей обечайки $\bar{l}$ к плоскости, нормальной к оси гидропоры определяем по аналогии с формулой для расчёта канатных ветвей грузозахватных многоветвевых стропов, с учётом, что обечайка работает на сжатие из выражения [9,10]:

$$c_{\text{cer}}^{\alpha} = \frac{1}{\cos \alpha} \frac{c_{\text{об}}}{n} = m \frac{c_{\text{об}}}{n}, \text{ при } m = 1/\cos \alpha, \quad (8)$$

где n – количество сегментов обечайки.

Зависимость коэффициентов m от угла наклона α образующей обечайки $\bar{l}$ к плоскости, нормальной к оси гидроопоры приведены в таблице № 2.

Таблица № 2

Допускаемые значения коэффициента $m = 1/\cos \alpha$

α	30	40	45
m	1,16	1,31	1,42
$1/m$	0,862	0,763	0,704

Минимальную жесткость обечайки с учётом угла наклона образующей $\bar{l}$ к плоскости, нормальной к оси гидроопоры определяют из выражения [9,10]:

$$c_{об}^{\alpha} = c_{сер} n \cos \alpha = c_{сер} n / m. \quad (9)$$

Применим выражение (9) для определения минимальной жесткости обечайки с учётом угла наклона образующей $\bar{l}$ $\alpha = 45^{\circ}$ к плоскости, нормальной к оси гидроопоры к примеру с обечайкой из восьми сегментов при коэффициенте $1/m = 0,704$, и получим искомое значение первой суммарной минимальной жесткости обечайки при 1,0 г, которое будет равно:

$$c_{1.об}^{45^{\circ}} = c_{1.сер} n \cos \alpha = c_{1.сер} n / m = 5376,344 \cdot 8 \cdot 0,704 = 30,279 \cdot 10^3 \text{ Н/м}. \quad (10)$$

Из выражения (10) для минимальной жесткости обечайки при скорости удара $v_1 = 10,6 \text{ м/с}$ видно, что обечайка работает в нормальном режиме.

Далее определим действующую на обечайку с суммарной минимальной жесткостью инерционную силу, как произведение разности заданной статической жесткости и суммарной минимальной жесткости обечайки на её перемещение в $\pm 1,37 \text{ мм}$ [3,5,8]:

$$F_{1.об}^{45^{\circ}} = (C_{об} - c_{1.об}^{45^{\circ}}) \cdot v_2 \tau = (740 - 30,279) \cdot 10^3 \text{ Н/м} \cdot 1,37 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 972,318 \text{ Н}. \quad (11)$$

где $C_{об} = 740 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – заданная статическая жесткость обечайки при массе нагрузки в 27 кг на одну гидроопору.

Из выражения (11) для инерционной силы, действующей на обечайку гидроопоры видно, что при скорости удара $v_1 = 10 \text{ м/с}$ масса от действия силы $F_{1.об}^{45^{\circ}}$ соответствует 97,232 кг, и она больше массы нагрузки в 3,6 раза.

Наименьшие собственные циклические частоты колебаний массы на резиновой обечайке гидроопоры при параметрах координатной сетки $h = 0,00878 \text{ м}$, $\tau = 0,136 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ и скоростях удара $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$ и $v_2 = 50,3 \text{ м/с}$ можно определить по выражению для резинового кубика [8]:

$$f_{i.об}^{уд} = \sqrt{\frac{Eg}{4a\pi^2[\sigma_i]}}. \quad (12)$$

Наименьшая собственная циклическая частота колебаний массы на резиновой обечайке при скорости удара $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$ будет равна:

$$f_{1.об}^{уд} = \sqrt{\frac{Eg}{4a\pi^2[\sigma_1]}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,05267 \cdot 9,87 \cdot 779,135 \cdot 10^3}} = 5,502 \text{ Гц}. \quad (13)$$

2. Так для второго случая, при ударе в 5g, приведённый упругий резиновый стержень падает на жесткую поверхность со скоростью $v_2 = 50,03 \text{ м/с}$, где $v_2 \tau = 50,03 \cdot 0,136 \cdot 10^{-3} \cong 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, т.е. 6,8 мм. Поэтому максимальные деформации во всех элементах приведённого упругого резинового стержня одинаковы и равны 6,8 мм.

Мировой практикой величина прогиба гидроопор под действием номинальной статической нагрузки принята в диапазоне 4÷7 мм. Величина прогиба (просадки $\delta_{\text{ст}}$) всех разрабатываемых модификаций гидроопор также принята в диапазоне $\delta_{\text{ст}} = 5 \div 7 \text{ мм}$. Этот критерий прогиба является исходным для практического проектирования гидроопор разных модификаций [9].

В результате при ударе в 5g получаем следующие вторые максимальные деформации во всех элементах приведённого стержня:

$$\varepsilon_{2,\text{max}} = \frac{v_2 \tau}{h} = \frac{50,3 \cdot 0,136 \cdot 10^{-3}}{0,00878} \cong 779,134 \cdot 10^{-3}, \quad (14)$$

а вторые максимальные напряжения во всех элементах приведённого резинового стержня составляют [3,5]:

$$[\sigma_2] = E \varepsilon_{2,\text{max}} = 5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \cdot 779,134 \cdot 10^{-3} = 3895,67 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2. \quad (15)$$

При выполнении закона Гука получаем минимальную динамическую жесткость для элемента приведённого резинового стержня в момент удара по обечайке в 5g массой нагрузки $m_0 = 27 \text{ кг}$ при $v_2 = 50,3 \text{ м/с}$.

Также считаем, что восемь секторов обечайки (рис.2) приведены к восьми резиновым приведённым стержням (рис.3), и на каждый приведённый стержень из шести элементов действует масса нагрузки массой $m_j = 4,5 \text{ кг}$. Из механики известно, что в любом сечении внутренняя сила равна сумме внешних сил [8]. Поэтому, все элементы приведённого резинового стержня (рис.3) находятся под действием одинаковой силы. В результате на каждый элемент приведённого стержня в момент удара по обечайке действует масса, равная $m_j = 4,5 \text{ кг}$.

Тогда вторая минимальная динамическая жесткость одного элемента приведённого резинового стержня будет равна:

$$c_{2,j} = \frac{EG_j}{[\sigma_2]h} = \frac{Em_j 5g}{[\sigma_2]h} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 5 \cdot 9,81}{3895,67 \cdot 10^3 \cdot 0,00878} \cong 32,266 \cdot 10^3 \text{ Н/м}, \quad (16)$$

где $c_{2,j}$ – вторая жёсткость одного элемента приведённого резинового стержня, Н/м; $[\sigma_2]$ – второе допускаемое напряжение для резиновой обечайки, МПа.

Поскольку жесткость одного элемента сегмента обечайки равна жесткостям остальных его элементов, то вторую податливость сегмента обечайки гидроопоры $e_{2,\text{сег}} = 1/c_{2,\text{сег}}$ можно определить через первые податливости всех элементов сегмента обечайки, используя формулу:

$$e_{2,\text{сег}} = e_{2,i} = \frac{1}{c_{2,\text{сег}}} = 6 \cdot \frac{1}{c_{2,j}} = 6 \cdot \frac{1}{32,266 \cdot 10^3 \text{ м/Н}} \cong 0,186 \cdot 10^{-3} \text{ м/Н}. \quad (17)$$

После определения второй податливости сегмента упругой обечайки определяем его вторую жёсткость, используя формулу:

$$c_{2, \text{сег}} = c_{2, i} = \frac{1}{e_{2, \text{сег}}} = \frac{1}{0,186 \cdot 10^{-3} \text{ м/Н}} = 5376,344 \text{ Н/м.} \quad (18)$$

Далее учитывая тот факт, что резиновая обечайка разбита на восемь секторов, приведённых к восьми резиновым стержням эквивалентной жёсткости, получаем суммарную вторую минимальную жесткость обечайки без учёта угла наклона образующей $\bar{l}$ к плоскости, нормальной к оси гидроопоры.

$$c_{2, \text{об}} = 8 \cdot c_{2, i} = 8 \cdot 5376,344 = 43010,752 \cdot 10^3 \text{ Н/м,} \quad (19)$$

Применим выражения (8) и (9), а также и данные таблицы №2 и для определения минимальной жесткости обечайки с учётом угла наклона α образующей $\bar{l}$ $\alpha = 45^\circ$ к плоскости, нормальной к оси гидроопоры к примеру с обечайкой из восьми сегментов при коэффициенте $1/m = 0,704$, и получим искомое значение второй суммарной минимальной жесткости обечайки:

$$c_{2, \text{об}}^{45^\circ} = c_{2, \text{сег}} n \cos \alpha = c_{2, \text{сег}} n/m = 5376,344 \cdot 8 \cdot 0,704 = 30,279 \cdot 10^3 \text{ Н/м.} \quad (20)$$

Из выражения (20) для минимальной жесткости обечайки при скорости удара $v_2 = 50,3 \text{ м/с}$ видно, что обечайка работает в нормальном режиме.

Далее определим действующую на обечайку с суммарной минимальной жесткостью инерционную силу, как произведение разности заданной статической жёсткости и суммарной минимальной жесткости обечайки на её перемещение в $\pm 6,8 \text{ мм}$ [3,5]:

$$F_{2, \text{об}}^{45^\circ} = (C_{\text{об}} - c_{2, \text{об}}^{45^\circ}) \cdot v_2 \tau = (740 - 30,279) \cdot 10^3 \text{ Н/м} \cdot 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4826,1 \text{ Н.} \quad (21)$$

где $C_{\text{об}} = 740 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – заданная статическая жёсткость обечайки при массе нагрузки в 27 кг на одну гидроопору.

Из выражения (21) для инерционной силы, действующей на обечайку гидроопоры видно, что при скорости удара $v_2 = 50 \text{ м/с}$ масса от действия силы $F_{1, \text{об}}^{45^\circ}$ соответствует 423,3 кг, и она больше массы нагрузки в 17,87 раз.

Наименьшую собственную циклическую частоту колебаний массы на резиновой обечайке гидроопоры при параметрах координатной сетки $h = 0,00878 \text{ м}$, $\tau = 0,136 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ и скорости удара $v_2 = 50,3 \text{ м/с}$ можно определить по выражению (12). Наименьшая собственная циклическая частота колебаний массы на резиновой обечайке гидроопоры при 5,0 г будет равна:

$$f_{2, \text{с об}}^{\text{уд}} = \sqrt{\frac{E5g}{4a\pi^2[\sigma_2]}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,05267 \cdot 9,87 \cdot 3895,67 \cdot 10^3}} = 5,502 \text{ Гц.} \quad (22)$$

Значения рассчитанных параметров резиновой обечайки гидроопоры при скоростях удара $v_1 = 10,06 \text{ м/с}$ и $v_2 = 50,3 \text{ м/с}$ приведены в таблице № 3.

Таблица № 3

Значения рассчитанных параметров резиновой обечайки гидроопоры

Параметр	$v_1 = 10,06 \text{ м/с}$	$v_2 = 50,3 \text{ м/с}$
$v_i \tau$, мм	1,37	6,8
$c_{i.об}^{45^\circ}$, Н/м	$30,279 \cdot 10^3$	$30,279 \cdot 10^3$
$F_{i.об}^{45^\circ}$, Н	972,318	4826,1
$\varepsilon_{i,max}$	$155,827 \cdot 10^{-3}$	$779,134 \cdot 10^{-3}$
$[\sigma_i]$, Н/м ²	$779,134 \cdot 10^3$	$3895,67 \cdot 10^3$
$f_{i.об}^{уд}$, Гц	5,502 Гц.	5,502 Гц.

Так как разработке новых активных средств виброзащиты электромеханических комплексов МР-гидроопоры с МРТ испытывались на вибростенде Star28 на устойчивость к воздействию случайной вибрации по ГОСТ 28220-89, то к особым требованиям при проведении испытаний МР-гидроопор является определение запаса прочности резиновой обечайки гидроопоры при нагрузках в 5,0 г и выше.

Поэтому используя экспериментальное значение минимальной динамической жесткости на основной резонансной частоте для одной МР-гидроопоры при входном СКО в 50 м/с^2 при массе нагрузки в 27 кг, приходящейся на одну МР-гидроопору и расчётное значение второй суммарной минимальной жесткости обечайки при 5,0 г, полученное по методу конечных элементов можно вычислить запас прочности резиновой обечайки гидроопоры.

Экспериментальное значение минимальной динамической жесткости на основной резонансной частоте для одной МР-гидроопоры принимаем равным $C_{01.1}(f_{01.1}) = 105,604 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, расчётное значение второй суммарной минимальной жесткости обечайки при 5,0 г, полученное по методу конечных элементов берём из (20).

Запас прочности резиновой обечайки гидроопоры при нагрузках в 5,0 г можно вычислить через отношение [12]:

$$\frac{C_{01.1}(f_{01.1})}{c_{i.об}^{45^\circ}} = \frac{105,604 \cdot 10^3 \text{ Н/м}}{30,279 \cdot 10^3 \text{ Н/м}} \approx 3,487, \quad (23)$$

где $C_{01.1}(f_{01.1})$ – экспериментальное значение минимальной динамической жесткости одной гидроопоры на основной резонансной частоте при 5,0 г, полученное в ходе виброиспытаний на воздействие ШСВ; $c_{i.об}^{45^\circ}$, Н/м – расчётное значение второй суммарной минимальной жесткости обечайки при 5,0 г, полученное по методу конечных элементов.

Из отношения (23) для минимальных динамических жесткостей для одной МР-гидроопоры следует, что запас прочности резиновой обечайки одной гидроопоры соответствует 3,487 и это означает, что МР-гидроопоры ОМГ-50 при виброиспытаниях на воздействие ШСВ при ускорении в 5,0 г работали в до напряжённом режиме при номинальных нагрузках.

Рассмотренный метод конечных элементов позволяет проводить расчёт минимальных жесткостей упругих резиновых обечайек гидроопор.

Влияние продольных колебаний платформы вибростенда при вертикальных знакопеременных нагрузках и виброускорениях свыше 5g. Влияние продольных

колебаний платформы вибростенда при вертикальных знакопеременных нагрузках изучалось при проведении стендовых испытаний гидроопор ОГ-90 и ОГ-300 на вибростенде ЭВ-342 с центробежными электродинамическими вибраторами ИВ-99Б, вызывающие колебания стола, на котором закрепляется гидроопора (рис.4, а) [13,14].

В первую очередь испытанию на вибростенде ЭВ-342 подвергались гидроопоры ОГ-90, спроектированные под статическую нагрузку 90 кг.

Рис.4. Наблюдаемые положения - наклоны и повороты нагрузочной плиты закреплённой на гидроопоре и размещение датчиков виброускорений при виброиспытаниях гидроопор на центробежном вибростенде ЭВ-342 [13]

Стендовая нагрузочная масса гидроопоры выполнена в форме квадратной стальной плиты, и вес её составлял 50 кг. Квадратная стальная плита устанавливалась в исходном положении по центру на гидроопору (рис.4, а).

В исходном положении установленная на гидроопоре ОГ-90 плита не смещалась в трех взаимно перпендикулярных направлениях по осям z , y , x . В данном положении не наблюдалось наклонов и поворотов ни вправо ни влево.

При проведении виброиспытаний опытных гидроопор на вибростенде наблюдались изменения положения – наклоны и повороты нагрузочной плиты закреплённой на гидроопоре: – правые наклоны вниз и повороты плиты вправо (рис. рис.4, б) и – левые наклоны вниз и повороты плиты влево (рис.4, в).

Нагрузочная плита гидроопоры ОГ-90 совершала колебания вокруг центральной точки закрепления с частотой механических колебаний, возбуждаемых вибростендом. Наибольшие колебания нагрузочной плиты гидроопоры ОГ-90 наблюдались на более высоких частотах механических колебаний вибростенда на 40 – 45 Гц, а также и на резонансных частотах механических колебаний вибростенда на 5,5 – 6,5 Гц.

После испытаний гидроопоры ОГ-90 подвергались визуальному осмотру. Визуально определялись их внешние повреждения. При фактах разрушения гидроопор также определялись их внутренние повреждения. На (рис.5) представлены разрушенные гидроопоры при виброиспытаниях [13].

а) – разрыв обечайки гидроопоры.

б) – разрыв обечайки.

в) – разрыв мембраны.

г) – разрушение и отрыв поддона.

Рис. 5. Разрушенные гидроопоры при виброиспытаниях на вибростенде.

Испытания гидроопор на вибростенде ЭВ-342 показали, что испытания гидроопоры на ударные воздействия на стенде по (рис. 4, а) проводить нельзя. При испытаниях возникает проблема нагружения одной гидроопоры, так как при увеличении массы стальной плиты, её геометрия размеры возрастают, и это влечёт рост колебаний плиты вокруг центральной точки закрепления с частотой возбуждаемых колебаний (рис.4, в). В подтверждении этого вывода проведены экспериментальные работы по снятию динамических АЧХ 4-х гидроопор ОГ-300 (рис.6, а, б) на вибростенде ЭВ-342. [13].

При виброиспытаниях гидроопор на вибростенде рассматривается электромеханическая система из двух вибраторов ИВ-99Б, смонтированных снизу на упругом основании - вибростоле (рис.6, а, б) [14].

а)

б)

Рис 6. Фотография 4-х гидрроопор ОГ-300 под нагрузкой в 108,0 кг на вибростенде ЭВ-342 (а) и структурная схема электромеханической системы из двух асинхронных двигателей (электромеханических вибраторов), закреплённых на упругом основании (б).

Центробежный вибростенд, предназначенный для виброиспытаний на виброгашение (рис.6, а) [39,40], содержит оснастку, позволяющую крепить различные типы гидроопор с МРТ для измерения динамических АЧХ и ФЧХ в трех взаимно перпендикулярных направлениях по осям z , y , x [13,14].

Источником колебаний вибростола вибростенда ЭВ-342 являются два электромеханических вибратора ИВ-99Б [13], возбуждающие дебалансами широкополосную низкочастотную полигармоническую слабо затухающую вибрацию и, следовательно, в точку установки вибродатчика доходит вибрация от всех узлов вибростенда. В результате в контрольной точке вибростола или в контрольной точке нагрузки виброизоляторов проявляется широкополосная низкочастотная случайная вибрация, которая характеризуется большим количеством гармонических составляющих в области низких частот [13,14].

Рис. 7. Амплитудные спектры входных и выходных линейных виброускорений четырёх гидропор ОГ-300 на частоте возбуждения вибростенда 10 Гц [13].

Рис. 8. Амплитудные спектры входных и выходных линейных виброускорений четырёх гидропор ОГ-300 на частоте возбуждения вибростенда 25 Гц [13].

Рис. 9. Амплитудные спектры входных и выходных линейных виброускорений четырёх гидропор ОГ-300 на частоте возбуждения вибростенда 35 Гц [13].

Рис. 10. Амплитудные спектры входных и выходных линейных виброускорений четырёх гидропор ОГ-300 на частоте возбуждения вибростенда 40 Гц [13].

На (рис. 7) ÷ (рис. 10) представлены характерные амплитудные спектры входных и выходных виброускорений гидропор ОГ-300 в линейных единицах ускорений (м/с^2) на частотах возбуждения вибростенда 10,0 Гц, 25,0 Гц, 35,0 Гц и 40,0 Гц. Как видно из (рис. 8) ÷ (рис. 10) гидропоры с ростом частот возбуждения вибростенда теряют свои демпфирующие свойства [13].

При снятии динамических АЧХ гидропор ОГ-300 применялся измеритель общей и локальной вибрации ОКТАВА-110В/101ВМ [13,14], предназначенный для измерения среднеквадратичных, эквивалентных и пиковых уровней виброускорения, а также октавных и третьоктавных уровней виброускорения в децибелах низкочастотной широкополосной вибрации.

Вибрационное ударное воздействие помимо амплитуды ускорения и диапазона частот определяется еще и длительностью ударного импульса.

Анализ виброускорений показывает, что для нагрузки в 108,0 кг, закреплённой на 4-х гидропорах ОГ-300 на вибростенде уровень виброускорений может достигать 40 м/сек^2 и более на частотах вибросигналов от 25,0 ÷ 40,0 Гц [13]. При таком виброускорении груза возможны перегрузки гидропор и их разрушение (рис.10). При этом ускорение груза при перегрузках гидропор может превышать 5g, что недопустимо для гидропор.

Список литературы

1. Вибрации в технике: В 6 т. – М.: Машиностроение, 1978. – Т1: Под редакцией В.В. Болотина – 352 с., 1979 – Т2: Под редакцией И.И. Блехмана – 351 с., 1980 – Т3: Под редакцией Ф.Д. Диментберга и К.С. Колесникова – 354 с., 1981 – Т4: Под редакцией Э.Э. Лавендела – 509 с., 1981 – Т5: Под редакцией М.Д. Генкина – 496 с., 1981 – Т6: Под редакцией К.Ф. Фролова – 456 с.
2. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. – М.: ФизМатЛит, 2004. – 176 с.
3. Маквецов Е. Н., Тартаковский А. М. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры: Учебник для вузов. - М.: Радио и связь, 1993. - 200 с.
4. Охулков С.Н., Плехов А.С., Титов Д.Ю., Шевырёв Ю.В. Методы и устройства ослабления вибрации электромеханических комплексов: монография. - Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. у-т им. Р.Е. Алексеева, 2016. – 254 с.

5. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Осмехин А.Н., Шохин А.Е. Снижение виброперегрузок возбуждаемых вращающимися валами в переходных режимах. // Вестник машиностроения. – 2018. - № 2. - С.9 - 15.
6. Ермолаев А.И., Охулков С.Н., Плеков А.С., Титов Д.Ю. Методика оценки виброперегрузок вращающихся валов электрических машин. // Актуальные проблемы электроэнергетики: сб.ст. / НГТУ им. Р.Е. Алексеева: Н. Новгород, 2016. – С. 65 - 70.
7. Boris Gordeev, Sergei Okhulkov, Leonid German, Alexander Serebryakov, Valery Sugakov. Method of calculating variable section shafts shear deformations// JVI International is the Publisher of International Research Journals and the Organizer of International Conferences. 13-14. 12.2018. P. 231-236.
8. Омаров Т.И., Кончина Л.В., Гончарова И.А., Шампиева А.Т. Приведённая крутильная жёсткость трансмиссионных валов привода рельсовой машины. Сб.тр. IV межд. научно-техн. конференции «Энергетика, информатика, инновации-2014».- Смоленск, 2014, С. 227-232, опубли. 06.11.2014г.
9. Ложкин Ф.В. Исследование гидроопор для виброзащиты транспортных средств // Специальность: 05.02.02 Машиноведение, системы приводов и детали машин. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. наук. Нф ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН Нижний Новгород 2002. 214 с.
8. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
9. Вайнсон А. А., Андреев А. Ф. Крановые грузозахватные устройства: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 304 с, ил.
10. Ширяев С. А., Гудков В. А., Миротип Л. Б. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства: учебник для вузов. Под ред. С. А. Ширяева. - М.: Горячая линия - Телеком, 2007. - 848 с.
11. Гордеев Б.А., Любимов А.К., Охулков С.Н., Титов Д.Ю., Ермолаев А.И. Влияние входного виброускорения широкополосной случайной вибрации на амплитудно-частотные характеристики гидроопор// Вестник машиностроения. – 2019. - № 6. - С. 22-27.
12. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Осмехин А.Н., Корендясев Г.К. Оценка упругих и демпфирующих свойств соединительной магнитореологической муфты вращающихся валов //Вестник машиностроения. – 2018. - № 5. - С 9-15.
13. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Шохин А.Е. Концепция построения испытательного стенда магнитореологических демпферов ударных нагрузок// Вестник машиностроения. - 2 016. - № 12. - С.
14. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Злобин П.А. Демпфирующие характеристики тросовых виброизоляторов и гидроопор // Вестник машиностроения. – 2016. - №11. - С. 18-23

Дата поступления: 13 сентября 2021 г.