

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОМАШИН

Букин С.Л., канд. техн. наук, доц.,
Донецкий национальный технический университет,
Жислин А.Я., канд. техн. наук, доц.,
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ),
Маслов С.Г., ОП ГОФ «Известия» ГП «Донбассантрацит»

Изложены результаты теоретических исследований радиального нагружения упругих элементов основной связи подвижных масс вибромашин инерционного типа в виде коротких цилиндров.

Results of theoretical researches radial loading elastic elements of the basic communication of mobile weights vibrating machines inertial type in the form of short cylinders are stated.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Одним из наиболее ответственных узлов многомассовых вибромашин является основная упругая связь подвижных масс. При выборе упругих элементов основной связи из номенклатуры выпускаемых РТИ или конструировании новых необходимо решить две противоречивые задачи. С одной стороны коэффициент жесткости этих элементов должен быть предельно высоким, чтобы обеспечить настройку на рабочий режим без чрезмерного увеличения их общего количества. С другой стороны – для компенсации возможных погрешностей изготовления и сборки жесткость упругих элементов должна быть минимальной. Кроме того, основная упругая связь во многом определяет величины показателей надежности и долговечности машины, а также затраты на обслуживание. ДонНТУ совместно с институтами Гипромашуглеобогащение (г. Луганск) и Гипромашобобогащение (г. Днепропетровск) разработаны многочисленные конструкции вибромашин инерционного типа с антирезонансным режимом работы. Все они (за исключением трехмассовых грохотов ГИЛ-32АБ и ГИЛ-42АБ) построены по двухмассовой колебательной схеме. Отличительной особенностью таких инерционных машин является установка вибровозбудителя на ее раму и настройка на режим антирезонанса, который характеризуется минимумом амплитуды колебаний рамы. Установ-

лено, что схема динамического гасителя колебаний обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными одномассовыми [1, 2]. Прежде всего, к ним относятся высокая технологическая эффективность и низкая виброактивность. Однако широкомасштабное применение таких машин во многом сдерживаются трудностями, связанными с разработкой и созданием надежной основной упругой связи.

Анализ исследований и публикаций.

Выполненный анализ известных источников позволил установить, что абсолютное большинство их посвящены теоретическим и экспериментальным исследованиям нагружения упругих элементов, выполненных в виде параллелепипеда или осевых нагружений элементов цилиндрической формы. Лишь ограниченное количество публикаций уделяет вопросу радиального нагружения цилиндрических упругих элементов. В то же время элементы такого типа широко используются в конструкциях основной упругой связи инерционных вибромашин.

Постановка задачи.

Для достижения актуальной цели разработки более совершенной упругой связи многомассовых вибромашин поставлены следующие задачи: разработать программный комплекс для анализа деформаций и напряжений в упругом элементе на основании адекватной теории процесса; выполнить моделирование процесса нагружения упругого элемента; произвести сравнение вариантов для выбора наиболее рационального.

Изложение материала и результаты.

Рассмотрим упругий элемент основной связи антирезонансного грохота типа ГИЛ, в конструкции которого использован серийно выпускаемый виброизолятор типа ГРО 82-7701. В качестве перспективного варианта избран упругий элемент с промежуточной жесткой вставкой, которая позволяет при тех же геометрических размерах получить бóльшую жесткость.

На рис. 1 показан элемент в виде резинового цилиндра, боковые поверхности которого привулканизированы к арматуре. При определении деформаций и напряжений к существенным размерам относятся: r_1 и r_2 – соответственно внутренний и внешний радиусы кольцевого слоя; L – длина резиновой детали. Внешнюю арматуру будем условно считать неподвижной.

Рассмотрим радиальное нагружение опоры усилием P , передающимся через внутреннюю арматуру. Радиальное смещение под-

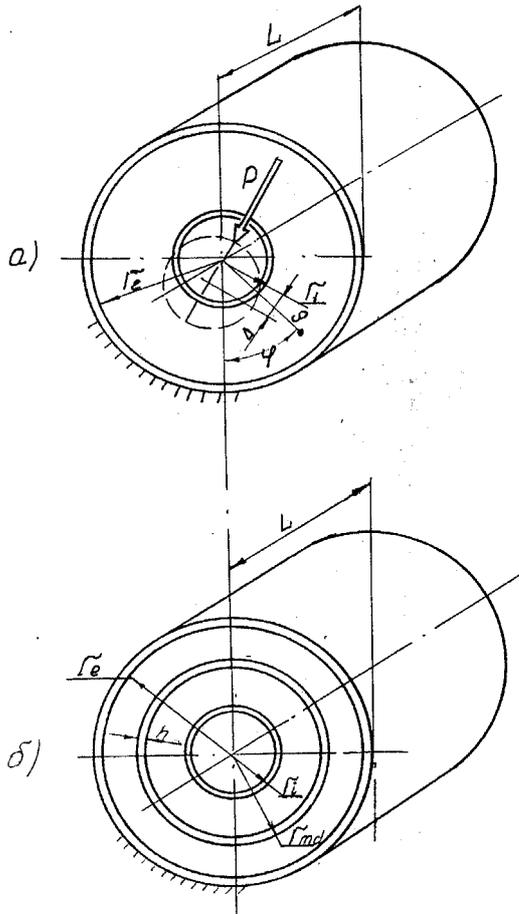


Рис. 1. Варианты упругого элемента:
а – один слой, б – два слоя

вижной внутренней арматуры под нагрузкой – Δ . Предварительно рассмотрим случай для весьма протяженной опоры ($L \gg r_2$). В [3] приводится решение для этого случая, основные положения которого состоят в следующем. В указанных условиях, когда длина резинового цилиндра существенно превосходит прочие размеры, а нагружение является равномерным по длине, реализуется плоское деформированное состояние. Это дает возможность искать лишь две компоненты перемещений произвольной точки S резиновой детали: угловое перемещение φ и перемещение в радиальном направлении ρ . Дальнейший анализ показывает, что точное (в рамках принятого допущения о малых плоских деформациях) выражения для этих перемещений можно искать в виде

$$\varphi = f_1(r) \sin \psi, \quad \rho = f_2(r) \cos \psi, \quad (1)$$

где r и ψ – соответственно радиальная и угловая координаты произвольной точки поперечного сечения (рис. 1).

Подлежащие определению функции $f_{1,2}(r)$ должны удовлетворять краевым условиям, следующим из условий крепления резиновой детали к металлической арматуре. На поверхности крепления к подвижной арматуре ($r = r_1$)

$$\varphi = -\frac{\Delta}{r_1} \sin \psi, \quad \rho = \Delta \cos \psi, \quad (2)$$

отсюда следует:

$$f_1(r_1) = -\frac{\Delta}{r_1}, \quad f_2(r_1) = \Delta. \quad (3)$$

На поверхности крепления к неподвижной арматуре ($r=r_2$) $\rho=0$; $\varphi=0$, откуда следует:

$$f_1(r_2) = 0, \quad f_2(r_2) = 0. \quad (4)$$

Отличные от нуля компоненты деформации определяются так:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r = \frac{\partial \rho}{\partial r} = f_2(r) \cos \psi, \quad \varepsilon_\psi = \frac{\rho}{r} + \frac{\partial \Phi}{\partial \psi} = \left[\frac{1}{r} f_2(r) + f_1(r) \right] \cos \psi, \\ \gamma_{r\psi} = \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} + r \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \left[-\frac{1}{r} f_2(r) + r f_1'(r) \right] \sin \psi. \end{aligned} \quad (5)$$

Приведенные выражения дают возможность записать плотность потенциальной энергии деформации резины и через нее, интегрируя по объему резиновой детали, выразить полную потенциальную энергию деформации элемента. Функции $f_{1,2}(r)$ определяются из условия полного потенциала (на основании принципа Лагранжа) путем решения дифференциального уравнения Эйлера. При этом условие несжимаемости позволяет выразить одну из искомым функций через другую – $\varepsilon_r + \varepsilon_\psi = 0$, следовательно

$$f_2'(r) + \frac{1}{r} f_2(r) + f_1(r) = 0.$$

Получаемые таким образом перемещения нужно подчинить краевым условиям (1) и (2). Определив перемещения, несложно найти по приведенным выше выражениям деформации, затем вычислить энергию деформации, а по ней (через равную ей работу внешней силы) можно найти радиальное усилие P и жесткость C .

Анализ показывает, что описанное решение, основанное на допущении о плоской деформации, приемлемо лишь для чрезвычайно длинных цилиндров, длина которых, по крайней мере, шестикратно превосходит внешний радиус. Для выполнения более достоверных оценок жесткости и напряжений упругих элементов необходимо отказаться от допущения о том, что длина цилиндра бесконечно велика по сравнению с размерами поперечного сечения, и считаться с наличием осевых перемещений.

В [4] дано решение для радиального нагружения цилиндра конечной длины L с применением метода Ритца, когда приближенные выражения для перемещений принимались в такой форме:

$$\varphi = f_1^*(r) \sin \psi, \quad P = f_2^*(r) \cos \psi, \quad W = f_3(r) z \cos \psi.$$

Искомые функции радиуса r здесь записываются приближенно в следующем виде

$$f_1^*(r) = A f_1(r) - B \frac{1}{r} f_2(r), \quad f_2^*(r) = (A + B) f_2(r),$$

где $f_{1,2}(r)$ – функции, получаемые в предыдущем решении для цилиндра бесконечной длины;

A и B – константы, подлежащие определению.

Условия крепления резины к жесткой арматуре окажутся при этом заведомо удовлетворенными. Третья искомая функция не является независимой, т.к. она выражается через две остальные с помощью соотношения несжимаемости.

Дальнейшая процедура решения состоит в том, что выражается энергия деформации цилиндра, а константы A и B находятся на основании принципа Лагранжа из условия минимума полного потенциала.

Разработанная программа расчета на ПЭВМ реализует описанный подход. Она позволяет оценивать жесткости и максимальные эквивалентные напряжения в произвольных точках резиновой детали. Отношение пользователя к результатам для жесткостей и результатам для напряжений, получаемых с помощью описанного решения, должно быть принципиально различным. Приближения, связанные с заданием определенных зависимостей для перемещений, вряд ли внесут существенную погрешность в результаты для жесткости, но результаты для деформаций (а, следовательно, и напряжений) нужно рассматривать как лишь ориентировочные, не отражающие тонких эффектов типа концентрации напряжений на краю поверхности вулканизации резины к металлу. Было бы правильно пользоваться соответствующими результатами лишь для сопоставительных расчетов при сравнении конкурирующих конструкций.

В качестве таких вариантов (на этапе совершенствования конструкции грохота ГИЛ-61) были выбраны упругие элементы с размерами близкими к размерам виброизолятора ГРО 82-7701.

На рис. 2 показаны графики зависимостей жесткости и эквивалентных

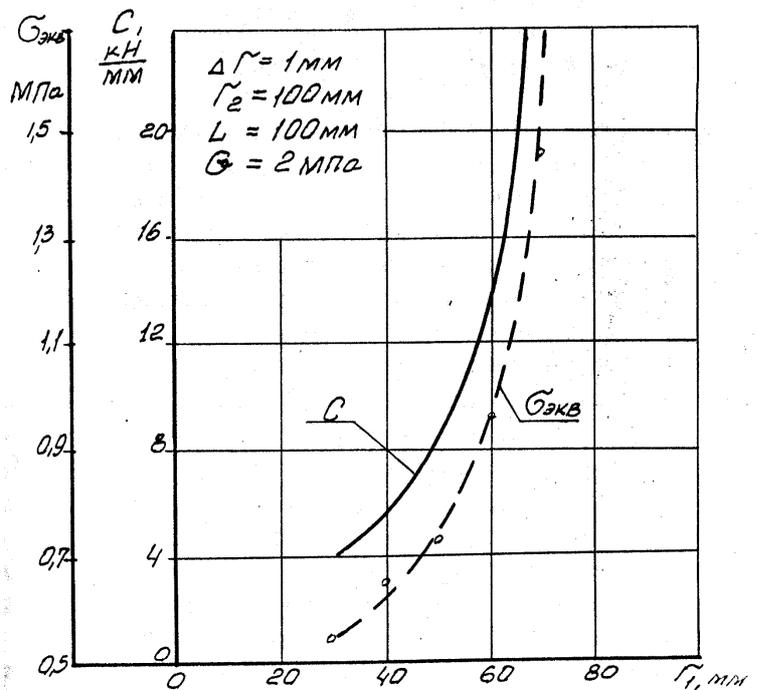


Рис. 2. Графики зависимостей жесткости упругого элемента и эквивалентных напряжений от геометрических параметров элемента

напряжений от геометрических размеров арматуры, а именно: при фиксированных значениях длины и наружного радиуса упругого слоя ($L=r_2=100$ мм), варьирование r_1 производилось в диапазоне

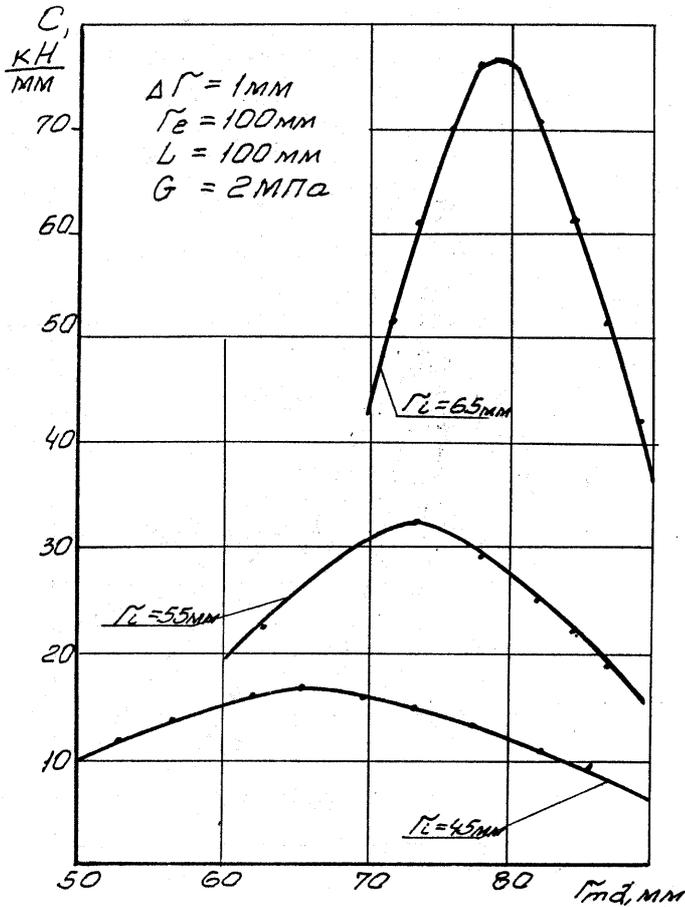


Рис. 3. Графики зависимостей жесткости упругого элемента от геометрических параметров арматуры

30...70 мм. Деформация элемента при этом составляла 1 мм при модуле сдвига резины $G=2$ МПа [4].

На рис. 3 приведены графики зависимостей жесткости и эквивалентных напряжений от геометрических размеров арматуры, причем наружный диаметр наружного слоя резины такой же, как и в предыдущем случае ($r_e=100$ мм); варьирование внутреннего диаметра упругого внутреннего слоя r_i производилось на трех уровнях: 45, 55 и 65 мм, варьирование наружного диаметра промежуточной втулки r_{md} осуществлялось в диапазоне от 50 до 90 мм.

Как видно из графиков данный тип упругого элемента

имеет экстремумы по жесткости и эквивалентным напряжениям, что целесообразно использовать при конструировании новых типов элементов основной упругой связи подвижных масс инерционных многомассовых вибротамбов.

Выводы и направление дальнейших исследований. Сравнение вариантов элементов с одним упругим слоем и элементов с промежуточным цилиндром (рис. 2 – 4) позволяет сделать следующие выводы:

- бóльшую жесткость элемента можно получить в двух- или многослойных конструкциях, причем максимальный уровень напряжений может не превосходить однослойный элемент. Например, при напряжении в однослойном элементе 1,3 МПа жесткость составляет 24 кН/мм. При таком уровне напряжений размеры упругого элемента с двумя слоями резины составляют $r_e=100$ мм; $r_i=55$ мм; $r_{md1}=63$ мм;

$r_{md2}=74$ мм, что соответствует жесткости 23 кН/мм и 32 кН/мм. Таким образом, предпочтителен вариант с $r_{md2}=74$ мм;

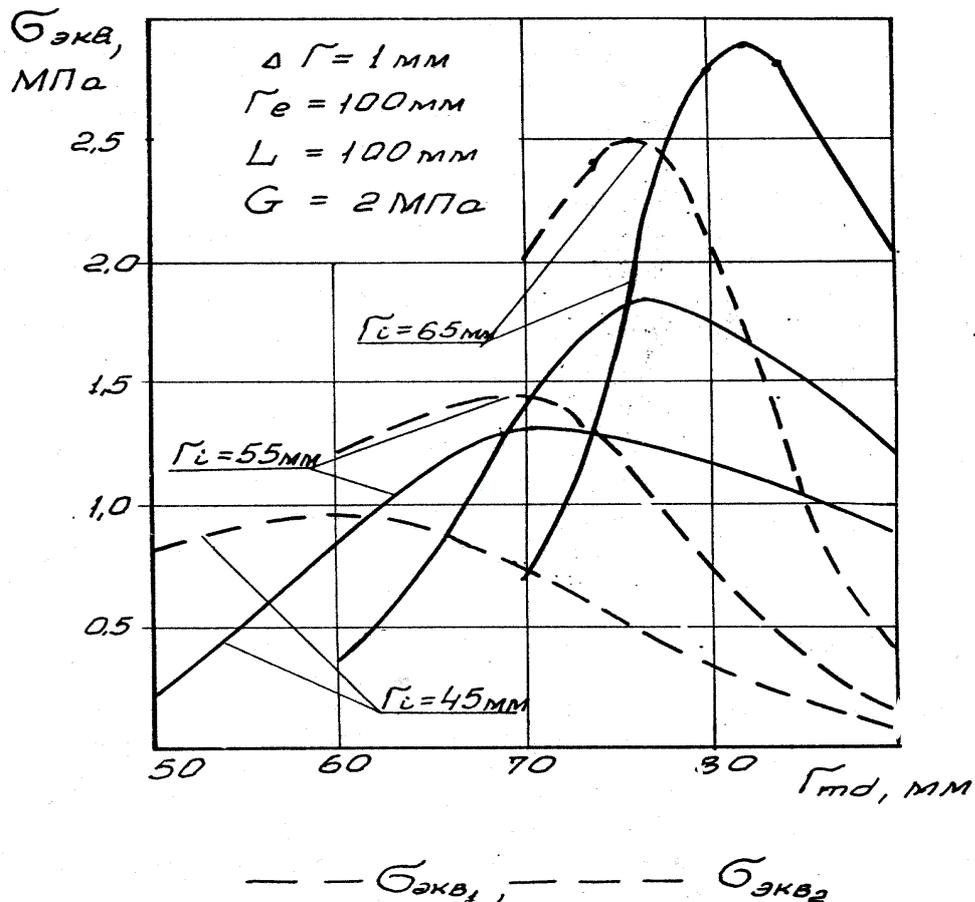


Рис. 4. Графики зависимостей эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных точках внутреннего $\sigma_{экв1}$ и внешнего $\sigma_{экв2}$ резиновых слоев от геометрических параметров арматуры

- применение промежуточной втулки при тех же параметрах элемента позволяет снизить количество резины на 15...25%;

- применение промежуточной втулки позволяет улучшить условия теплообмена, а, значит, и максимальную температуру нагрева резины.

Список источников.

1. Сухин Н.В., Букин С.Л., Швец С.В. Антирезонансные инерционные виброгрохоты повышенной удельной производительности // Кокс и химия.- 1991.- №5. - С.30-31.
2. Букин С.Л. Сравнение динамических свойств одно- и двухмассовых инерционных вибростроений // Сб. "Обогащение полезных ископаемых".- Днепропетровск: Вып. 2(43).- 1998.- С. 57-62.
3. Бидерман В.П. Расчеты резиновых и резинокордных деталей // Расчеты на прочность в машиностроении / Пономарев С.Д. и др. Т. 2. – М.: Машгиз. – 1958. – С. 48-59.
4. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины/ Под ред. Э.Э.Лавендела. – М.: Машиностроение. – 1981. – 509 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 02.11.07