

**К РАСЧЕТУ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ
МНОГОМАССОВЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОМАШИН**

Викладені результати теоретичних досліджень радіального навантаження пружних елементів основного зв'язку рухомих мас багатомасових вібротомашин інерційного типу у вигляді коротких циліндрів. Запропоновані нові варіанти пружних елементів з раціональними параметрами.

**TO CALCULATION OF CYLINDRICAL RESILIENT ELEMENTS
MULTIMASS INERTIA VYBROMASHYN**

The results of theoretical researches of the radial loading of resilient elements of basic communication of mobile the masses of multimass are expounded vibromachines inertia type as short cylinders. New variants of resilient elements with rational parameters are offered.

В последние годы все большее распространение получают многомассовые вибрационные машины инерционного типа: виброгрохоты, вибромельницы, вертикальные и горизонтальные виброконвейеры и т.д. Большинство из них построены по двухмассовой схеме, в состав которой входят следующие конструктивные элементы: рабочий орган; рама; основная упругая связь рабочего органа с рамой; вибровозбудитель дебалансного типа; привод вибровозбудителя; подрамные виброизоляторы. Отличительной особенностью таких инерционных машин является установка вибровозбудителя на ее раму и настройка на режим антирезонанса, который характеризуется минимумом амплитуды колебаний рамы. Установлено, что схема динамического гасителя колебаний обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционной одномассовой [1].

Одним из наиболее ответственных узлов антирезонансных вибротомашин является основная упругая связь подвижных масс. При выборе из номенклатуры выпускаемых РТИ или конструировании новых упругих элементов основной связи 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 их обслуживание.

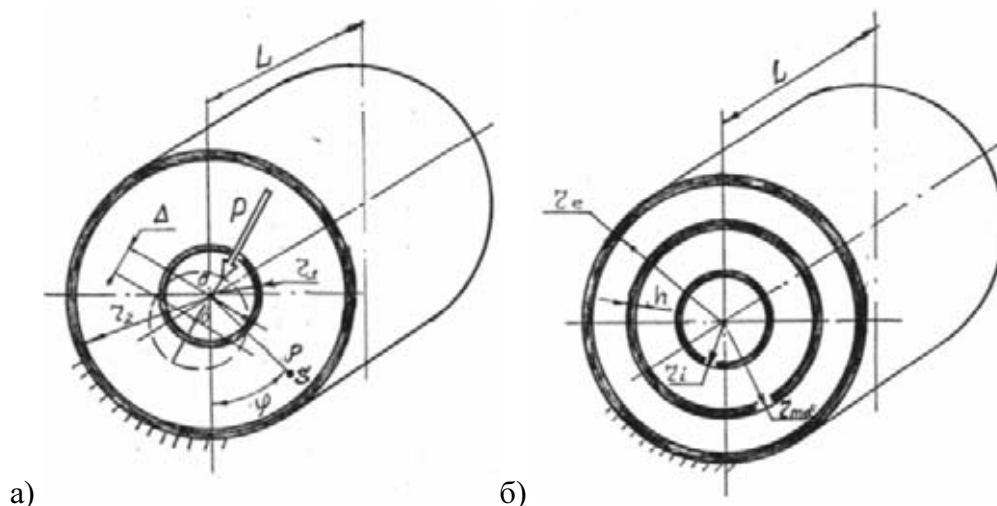
Рассмотрим упругий элемент основной связи антирезонансной вибротомашин, в конструкции которой использован серийно выпускаемый виброизолятор типа ГРО 82-7701. В качестве перспективного варианта избран упругий элемент с промежуточной жесткой вставкой.

На рис. 1 показан элемент в виде резинового цилиндра, боковые поверхности которого привулканизированы к металлическим деталям арматуры. 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. Через внутреннюю арматуру передается радиальное нагружение опоры усилием P . Радиальное смещение подвижной внутренней арматуры под нагрузкой – Δ . Предварительно рассмотрим случай для весьма протяженной опоры ($L \gg r_2$). В работе [2] 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 точные (в рамках принятого допущения о малых плоских деформациях) выражения для этих перемещений можно представить 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).



а – один упругий слой; б – два упругих слоя

Рис. 1 – Варианты упругого элемента

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:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial \rho}{\partial r} = f_2(r) \cos \psi, \quad \varepsilon_\psi = \frac{\rho}{r} + \frac{\partial \Phi}{\partial \psi} = \left[\frac{1}{r} f_2(r) + f_1(r) \right] \cos \psi,$$

$$\gamma_{r\psi} = \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} + r \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \left[-\frac{1}{r} f_2(r) + r f_1'(r) \right] \sin \psi. \quad (5)$$

Приведенные выражения позволяют 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. Исходя из условия несжимаемости можно выразить одну из искомых 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 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 работе [2] дано решение для радиального нагружения цилиндра конечной длины L с применением метода Ритца, когда приближенные выражения для пе-

ремещений 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

$$f_1^*(r) = Af_1(r) - B\frac{1}{r}f_2(r), \quad f_2^*(r) = (A + B)f_2(r),$$

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.

Дальнейшее решение заключается 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 ЭВМ 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 могут быть выбраны упругие элементы с размерами близкими к размерам виброизолятора ГРО 82-7701.

На рис. 2 показаны графики зависимостей жесткости и эквивалентных напряжений от геометрических размеров арматуры, а именно: при фиксированных значениях длины ($L = 100$ мм) и наружного радиуса упругого слоя ($r_2 = 100$ мм), варьирование внутреннего радиуса r_1 производилось в диапазоне 30...70 мм. Деформация элемента при этом составляла 1 мм при модуле сдвига резины $G = 2$ МПа [3...5].

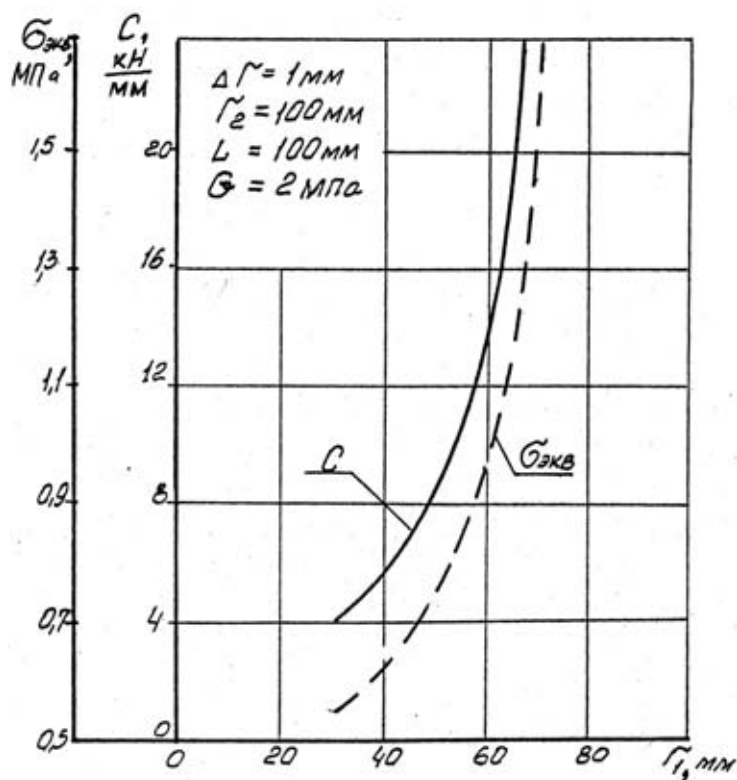


Рис. 2 – Графики зависимостей жесткости элемента C и эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ от размеров внутренней втулки r_1

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 ($r_e = 100 \text{ мм}$);
- варьирование внутреннего диаметра упругого внутреннего слоя r_i производилось на трех уровнях: 45 мм, 55 мм и 65 мм;
- варьирование наружного диаметра промежуточной втулки r_{md} осуществлялось в диапазоне от 50 мм до 90 мм.

Как видно из графиков (рис. 3) 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 вибромашин.

Сравнение вариантов элементов с одним упругим слоем и элементов с промежуточным цилиндром позволяет сделать следующие выводы:

- большую 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 $r_e = 100 \text{ мм}$; $r_i = 55 \text{ мм}$; $r_{md1} = 63 \text{ мм}$; $r_{md2} = 74 \text{ мм}$, что соответствует жесткости 23 кН/мм и 32 кН/мм. Таким образом, предпочтителен вариант с $r_{md2} = 74 \text{ мм}$;

- применение промежуточной втулки при тех же параметрах элемента по-

зволяет снизить количество резины на 15...25%;

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

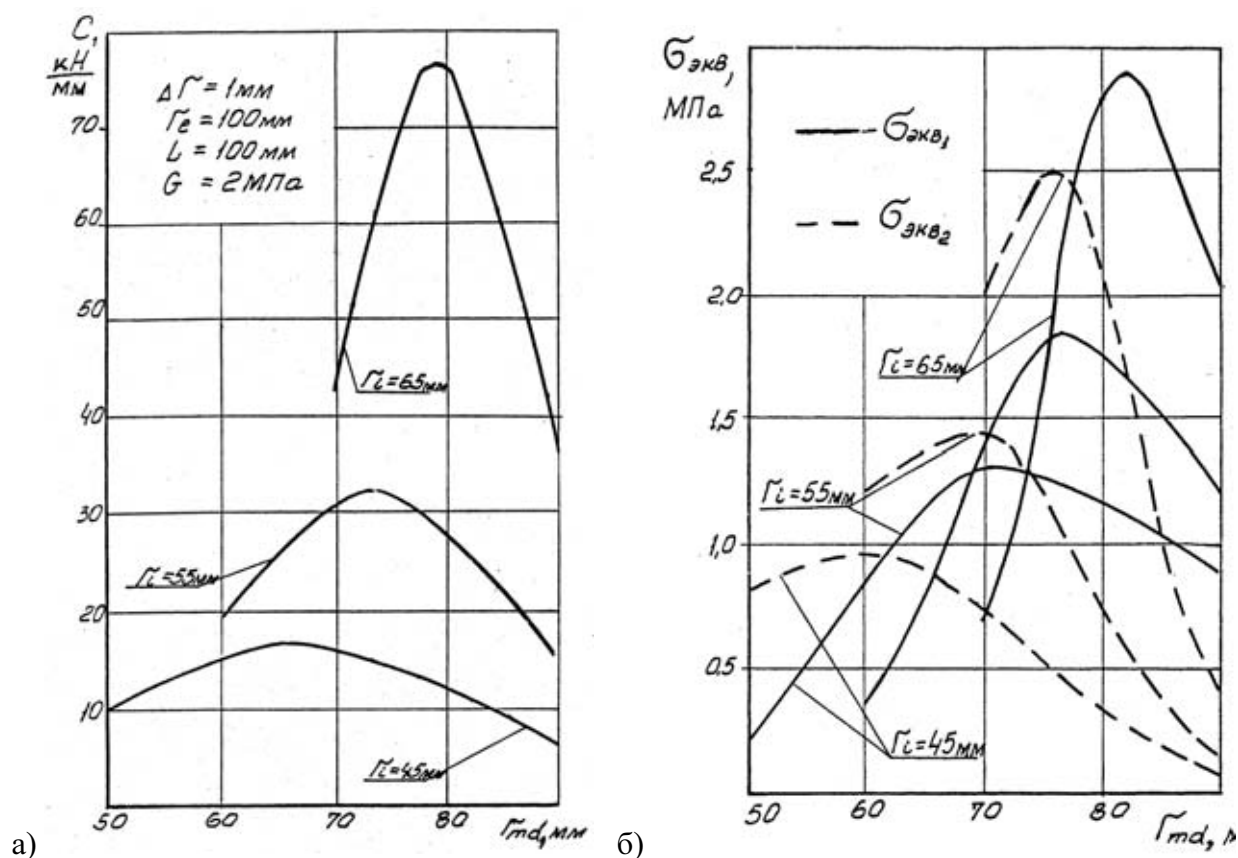


Рис. 3 – Графики зависимостей жесткости C (а) и эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$ (б) от положения промежуточной втулки r_{md}

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Букин С.Л. Сравнение динамических свойств одно- и двухмассовых инерционных вибротехник // Сб. "Обогащение полезных ископаемых". - Днепропетровск: Вып. 2(43).- 1998.- С. 57-62.
2. Бидерман В.Л. Расчеты резиновых и резинокордных деталей // Расчеты на прочность в машиностроении / Пономарев С.Д., Бидерман В.П. и др. Т. 2. – М.: Машгиз. – 1958. – С. 48-59.
3. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. – М: Машиностроение, 1966, 299 с.
4. Потураев В.Н., Дырда В.И., Надутый В.П. Резина в горном деле. – М.: Недра. – 1974.-152 с.
5. Вибрации в технике: Справочник. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э.Лавендела. – М.: Машиностроение. – 1981. – 509 с.