УДК 534.1(045)

ОСНОВЫ УЧЕТА МАССЫ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Рахметова А., Шайхислам А.
akzhan.rakh@mail.ru

Евразийский Национальный Университет им. Л.Н. Гумилева, г. Нур-Султан, Республика Казахстан
Научный руководитель - М.Д.Алимжанов

Аннотация
Найдена закономерность влияния массы упругих элементов на собственную частоту колебаний линейных двухмассных резонансных вибрационных машин в зависимости от отношения сосредоточенных масс. На ее основе показано, что уменьшение отношения сосредоточенных масс ниже 0,125 не ведет к дальнейшему снижениюметаллоёмкости машин из-за роста массы дорогостоящих упругих элементов. Установлено, что в вибрационных машинах с витыми цилиндрическими пружинами их массу нужно учитывать, если отношение масс меньше 0,2. В этом случае $\left(\frac{m_1}{m_2} < 0.2\right)$ в методике расчета основных параметров вибрационных машин следует учитывать массу упругих элементов.
При настройке резонансных вибрационных машин ω_0 отклоняется от реальных и поэтому трудно настроить вибрационные машины на околорезонансный режим. Это вызвано неточностью приведения масс упругих элементов.
Разработана методика приведение масс упругих элементов в двух массных резонансных вибрационных машин при определенных допущениях. Решены дифференциальные уравнения линейных резонансных вибрационных машин, учитывающие приведенную массу упругих элементов.

Ключевые слова: двухмассная вибрационная машина, упругий элемент, резонанс, виброплощадка.

Упругие элементы являются важной частью вибрационной машины. Особое значение они имеют при проектировании двухмассных резонансных виброплощадок. Трудность настройки указанных машин на резонансный режим обусловлен отклонением расчетных значений собственных частот от реальных. Это связано со сложностью учета влияния массы упругой системы на динамику вибрационных машин. [1]
Следовательно, необходимо учитывать массу упругихэлементовдвухмассных вибрационных машин и их влияние на динамику колебательной системы.
Рассмотрим при общепринятых допущениях, динамику двухмассной резонансной горизонтальной виброплощадки, в линейной постановке с учетом массы упругих элементов.
Расчетная схема горизонтальной двухмассноййвиброплощадки представлена на рисунке 1.

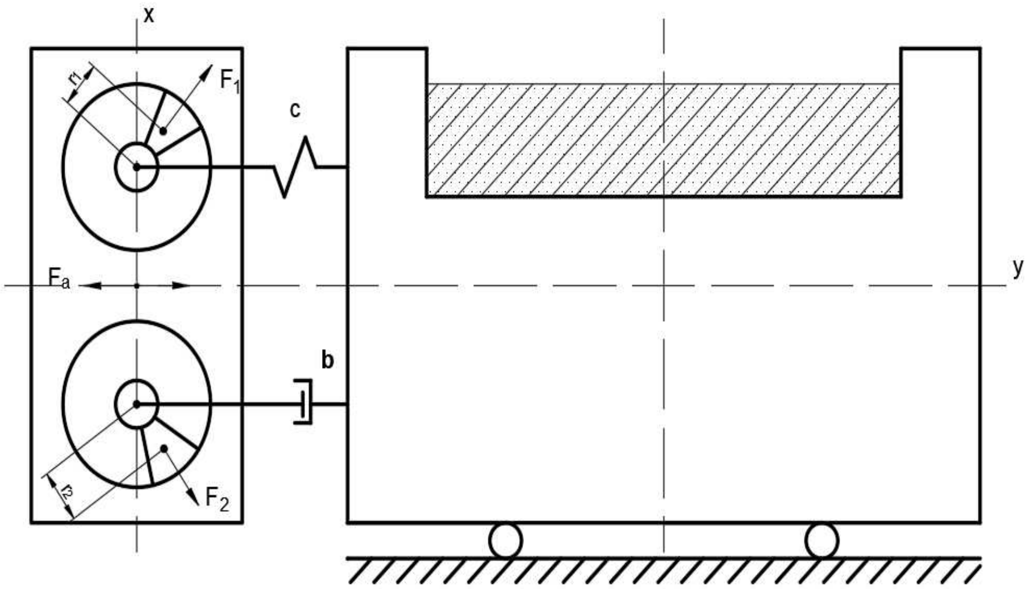

Рис.1 Расчетная схема горизонтальной двухмассной виброплощадки

Для того, чтобы учесть влияние массы цилиндрических пружин сжатия на динамику виброплощадки, пренебрежем волновыми процессами, происходящими в пружинах, и будем считать, что их масса равномерно распределена по длине пружины. Расчетная схема определения скоростей колебаний концов сечений витой цилиндрической пружины представлена на рисунке 2.

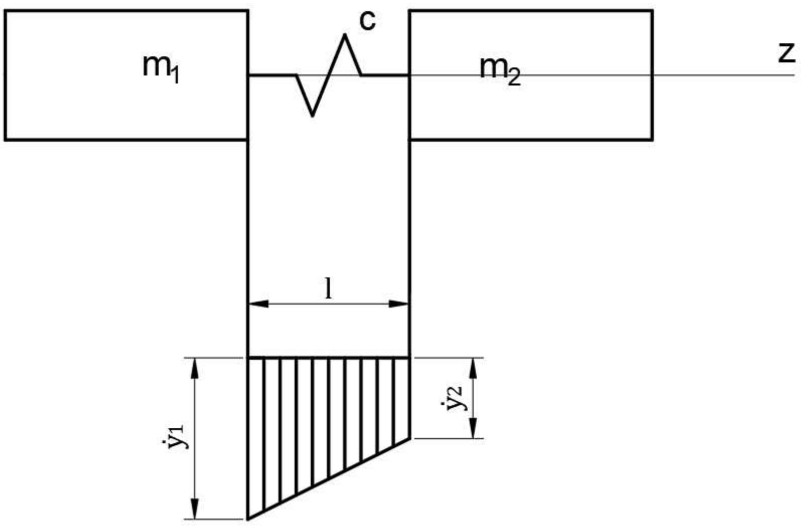

Рис. 2. Расчетная схема определения скоростей колебаний концов пружины

С учетом этих допущений скорости концов колебаний витой цилиндрической пружины определяется как:

$$\dot{y}_n = \dot{y}_1 + \frac{z}{l}\left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1\right), \qquad (1)$$

где $\dot{y}_1$, $\dot{y}_2$ - скорости колебаний концов пружин; z – координата произвольного сечения пружины , направленная по ее оси; l -длина пружины.

Кинетическая энергия пружины, изготовленной из материала плотностью ρ находится как:

$$T_n = \frac{M_n}{2}\left(\frac{\dot{y}_1^2}{3} + \frac{\dot{y}_2^2}{3} + \frac{\dot{y}_1 \dot{y}_2}{3}\right), \qquad (2)$$

где M_n - масса рабочей части пружины, $M_n = f \cdot l$ (f –масса единицы длины пружины).
Используя уравнения Лагранжа II рода представим уравнения динамики системы, [2] учитывающие массу упругих элементов в виде:

$$\left.\begin{aligned} m_1\ddot{y}_1 + \frac{1}{3}M_n\ddot{y}_1 + \frac{1}{6}M_n\ddot{y}_2 + b(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c(y_1 - y_2) = m_0 r\omega^2 e^{i\omega t};\\ m_2\ddot{y}_2 + \frac{1}{3}M_n\ddot{y}_2 + \frac{1}{6}M_n\ddot{y}_1 + b(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + c(y_2 - y_1) = 0, \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

где m_1 - масса реактивной части; m_2 - масса формы; c - коэффициент жесткости; b - коэффициент сопротивления; r - эксцентриситетдебаланса; y_1, y_2 - координаты.
Разделив первое управление на m_1, а второе на m_2, после преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{3}\chi_n\ddot{y}_1 + \frac{1}{6}\chi_n\ddot{y}_2 + \frac{\chi}{1+\chi}2h(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + \frac{\chi}{1+\chi}\omega_0^2(y_1 - y_2) = \frac{m_0 r\omega^2 e^{i\omega t}}{m_2};\\ \ddot{y}_2 + \frac{1}{3}\chi_n\ddot{y}_2 + \frac{1}{6}\chi_n\ddot{y}_1 + \frac{\chi}{1+\chi}2h(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \frac{\chi}{1+\chi}\omega_0^2(y_2 - y_1) = 0, \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

где $\chi_n = \frac{M_n}{m_2}$; $\chi = \frac{m_1}{m_2}$; $\omega_0^2 = \frac{c(1+\chi)}{\chi m_2}$; $2h = \frac{b(1+\chi)}{\chi m_2}$.
Частные интервалы (4), которые соответствуют установившимся вынужденным колебаниям системы , находим в виде :

$$\left.\begin{aligned} y_1 = Ae^{i\omega t};\\ y_2 = Be^{i\omega t}, \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

где A, B - комплексные значения амплитуд колебаний системы. Их модули являются значениями амплитуд колебаний.
Собственная частота колебаний системы

$$\omega_c = \sqrt{\frac{\omega_0^2\left(\chi + \frac{\chi\chi_n}{1+\chi}\right)}{\chi + \frac{(1+\chi)\chi_n}{3} + \frac{\chi_n^2}{12}}}. \tag{6}$$

Из выражения следует, что

$$\frac{\omega_c}{\omega_0} = \sqrt{\frac{\chi + \frac{\chi\delta_n}{1+\chi}}{\chi + \frac{(1+\chi)\chi_n}{2} + \frac{\chi_n^2}{12}}} = \gamma_c, \tag{7}$$

где γ_c -поправка к собственной частоты системы, найденной без учета массы упругих элементов.
Для оценки влияния массы упругой системы на динамику резонансной виброплощадки выразим металлоемкость пружин через ее параметр:

$$\chi_n = \frac{M_n}{m_2} = \frac{\chi}{a\gamma_c^2(1+\chi)} \cdot \frac{y_a^2}{y_{2a}^2}. \tag{8}$$

Для остальных цилиндрических пружин сжатия:

$$a = \frac{[\tau]^2}{2Gk^2\rho y^2\omega^2\lambda^2}, \tag{9}$$

где $[\tau]$ - допускаемое напряжение на кручение, для динамически нагруженных пружин из прутка диаметром более 20мм $[\tau] \approx 1{,}6 * 10^8$ Па ; G -модуль упругости второго рода, G =

$8*10^{10}\,Па$; k- коэффициенткривизны бруса, $k \approx 1.25$; ρ -плотность стали, $\rho = 7800\,\frac{кг}{м^3}$; y_a - амплитудное значение положения точки; $y_{2a}\omega$ -амплитуда скорости колебаний формы ; $y_{2a}\omega \approx 0{,}18\,\frac{м}{c}$; $\lambda -$коэффициент, учитывающий предварительное поджатие пружин ; $\lambda = 2{,}1$.
При принятых значениях параметров $a = 0{,}92 \cdot 10^2$. Подставляя в уравнение (8) выражения $\gamma_c; y_a; y_{2a}$ и $a = 0{,}92*10^2$, получим зависимость $\chi_n(\chi)$. Рисунок 3позволяет получить зависимость $\gamma_c(\chi)$.
Из рисунка 3 видно, что при $\chi = 0{,}1$ металлоемкость пружин составляет 0,1 m_2 . Таким образом, при грузоподъемности виброплощадки 10т (поскольку $m_2 = m_{гр}$) масса пружин с учетом нерабочих витков составляет более 1т, т.е. превышает реактивную массу $m_1 = 1000кг$. Приэтом резонансная частота $\omega_c = 0{,}892\omega_0$.
Все это говорит о том, что резонансную машину, построенную традиционным методом без учета влияния массы упругой системы достаточно сложно настроить на резонансный режим работы. При этом трудности настройки возрастают с уменьшением χ . При принятых значениях параметров пружин сжатия, учет влияния массы упругой системы теряет смысл при $\chi \geq 0{,}2$, так как при этом ошибка в определении ω_c меньше 5% $(\gamma_c = 0{,}95)$.
Для общей оценки металлоёмкости резонансных машин представим ее металлоемкость как:
$$\chi_{маш} = \frac{m_1 + M_n + m_2}{m_2} = \chi + \chi_n + 1 .$$
Так же как $\chi_n(\chi)$, построим зависимость $\chi_{маш}(\chi)$ рисунке 3.

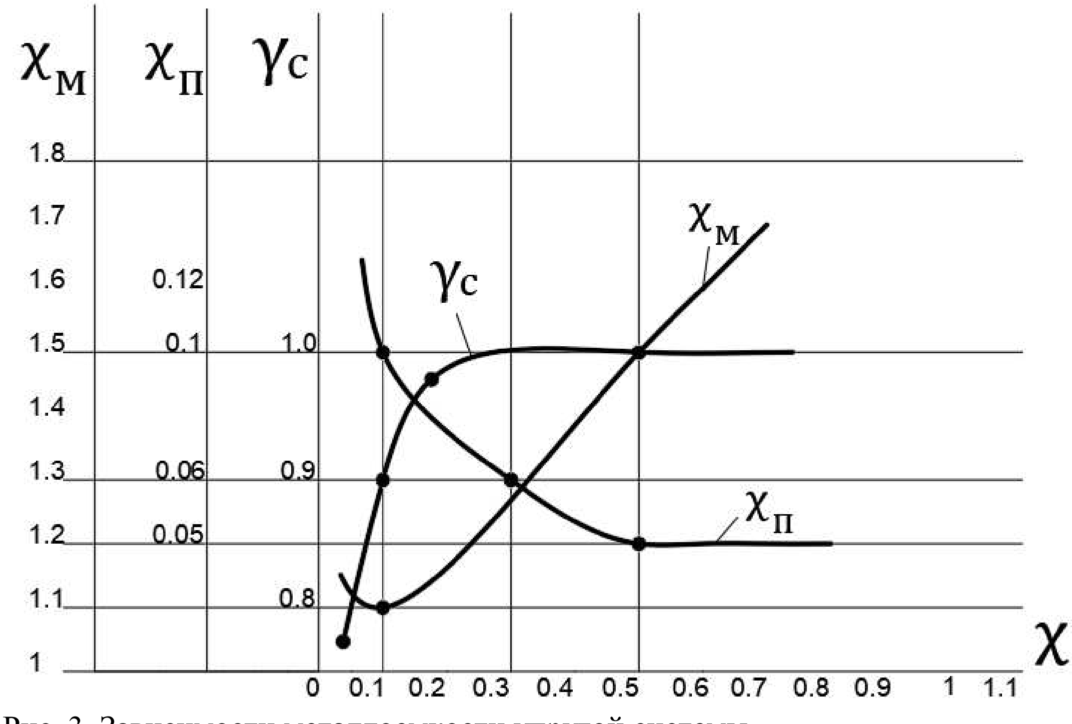

Рис. 3. Зависимости металлоемкости упругой системы

Из этой зависимости видно, что при снижении общей металлоемкости машины уменьшается m_1 и соответственно χ снижается до 0,1.
Дальнейшееснижение металлоемкости (при $\chi \leq 0{,}1$) прекращается потому, что уменьшение m_1 компенсируется увеличением массы дорогостоящей упругой системы.

Изложенное позволяет сделать вывод о том, что при принятых параметрах пружин создание резонансных вибрационных машин вообще и виброплощадок в частности с соотношением масс $\chi < 0.1$ нецелесообразно.

Наиболее полно, как уже отмечалось, преимущество резонансных машин проявляется при работе с режимом, максимально приближенным к резонансу. При этом при других равных условиях необходимая амплитуда колебаний рабочего органа может быть достигнута при вынуждающей силе, значение которой по крайней мере в 10 раз меньше значений вынуждающей силы, чем у виброплощадок с зарезонансной настройкой. Это достигается использования резонансных усиления колебаний, которое характеризуется коэффициентом резонансного усиления:

$$\xi_a = \frac{y_{a\max}}{y_{cm}} \approx \frac{\omega_c}{2h}.(11)$$

Изложенное позволяет рекомендовать для резонансных виброплощадок настройку на дорезонансный режим работы с $\omega = (0{,}94 \div 0{,}96)\omega_C$.

Выводы

1. Составлены дифференциальные уравнения горизонтальных резонансных виброплощадок, учитывающие массу упругих элементов влияющие на динамику системы.
2. Установлена взаимосвязь между отношением масс двухмассных резонансных вибрационных машин, металлоёмкостью их упругих систем и частотой собственных колебаний системы.
3. Установлено, что массу упругих элементов вибрационных машин необходимо учитывать при цилиндрических пружинах растяжения – сжатия, если $\chi < 0{,}15$.
4. Показано, что снижения металлоемкости резонансных вибрационных машин с уменьшением значения χ ниже 0,15,не происходит.
5. Рекомендованы диапазоны значений χ для резонансных вибрационных машин с центробежным приводом.

Список использованных источников

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник, М., изд-во «Машиностроение», 1970, 548 стр.
2. Вибрации в технике. 4 том. Справочник. М., изд-во «Машиностроение», 1981, 509 стр.