

производительности, соизмеримой с необходимыми объемами переработки данного вида отходов, а также сделать процесс утилизации высоко рентабельным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технологии для экологии. – <http://www.eco-news.ru>
2. Золотая россыпь на обочине дорог в Украине. – <http://www.zerkalo-nedeli.com>
3. Rapra Review Report. № 99, 1997, Rapra Technology Ltd
4. Переработка автошин и пластмасс.– <http://www.mazut.net>

УДК 534.8

С.Л. Букин, А.Г. Машиниченко
(ДонНИИ)

К РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ НОВОГО ТИПА

Запропонована розрахункова схема і розроблена математична модель вібромлінів нового типу, встановлені залежності впливу конструктивних факторів на динамічні параметри коливальної системи

TO ACCOUNT OF THE BASIC DYNAMIC PARAMETERS HORIZONTAL VIBRATING MILL OF A NEW TYPE

The settlement circuit of development is offered, mathematical model vibrating mill of a new type, the dependences of influence of the constructive factors on dynamic parameters of oscillatory system are established

Вибрационные мельницы получают все большее распространение при тонком измельчении разнообразных материалов. По сравнению с другими типами мельниц применение вибромельниц обеспечивает сокращение времени помола, снижение расхода электроэнергии, достижение высокой тонины помола и т.д. /1/. Развитие получили мельницы как вертикального, так и горизонтального типа. В данной работе рассматривается упрощенная динамическая модель горизонтальной вибромельницы с вибровращательной помольной камерой.

Вибромельница состоит из барабана с загрузочной, разгрузочной камерами и камерой помола с мелющими телами, рамы, виброизолированного корпуса с дебалансным вибровозбудителем и приводом его вращения. Расчетная схема барабанной вибромельницы приведена на рис.1.

При составлении расчетной схемы приняты следующие допущения:

- вибромельница имеет вертикальную плоскость симметрии;
- ось вращения вибровозбудителя проходит через центр тяжести барабана;
- вертикальные пружины имеют одинаковую жесткость и их оси расположены на одинаковом расстоянии от центра тяжести конусной втулки (для обеспечения одинаковых нагрузок на пружины);
- жесткости упругих элементов подчиняются закону Гука;
- потери энергии в упругих элементах и измельчающей среде не учитываем;
- не учитываем изменение положения центра масс барабана при разной степе-

ни заполнения помольной камеры;

– подвижные массы должны быть абсолютно жесткими телами;

– изучение колебательной системы производим вблизи установившегося режима мельницы.

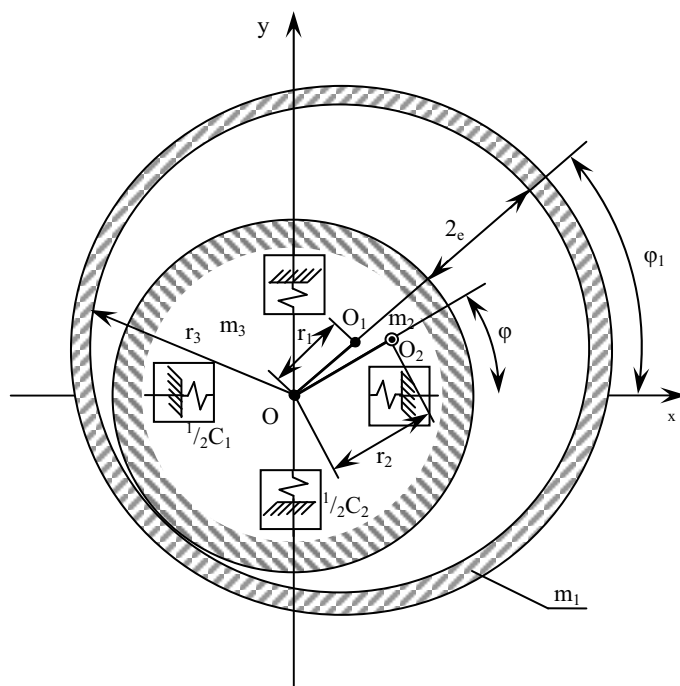


Рис. 1 – Расчетная схема барабанной вибромельницы

В рассматриваемой колебательной системе введены следующие обозначения: m_1 – масса барабана мельницы с измельчающими шарами и обрабатываемым материалом; m_2 – масса неуравновешенных частей вибровозбудителя; m_3 – масса рамы и уравновешенных частей вибровозбудителя; r_1 – расстояние между центрами тяжести вибровозбудителя и барабана; r_2 – расстояние от оси вибровозбудителя до центра тяжести его неуравновешенных частей; $2e$ – зазор между втулкой и барабаном; r_3 – внутренний диаметр барабана. Вибромельница установлена на опорных виброизоляторах (пружинах), имеющих коэффициенты жесткости: в горизонтальном направлении – C_1 ; в вертикальном направлении – C_2 .

Поместим начало неподвижной системы координат O в центре масс рамы и уравновешенных частей вибровозбудителя в положении ее статического равновесия. Обозначим O_1 – центр масс барабана, O_2 – центр масс неуравновешенных частей вибровозбудителя.

При составлении уравнений движения воспользуемся уравнением Лагранжа II-го рода [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

где T , Π , Φ – соответственно кинетическая, потенциальная энергии и диссипатив-

ная функция рассеяния энергии; q_i, \dot{q}_i, Q_i - соответственно обобщенные координаты перемещения, скорости и силы.

За обобщенные координаты приняты: X, Y – абсолютные смещения центра тяжести рамы и уравновешенных частей вибровозбудителя по осям OX и OY соответственно; φ – абсолютный угол поворота вибровозбудителя; φ_1 - абсолютный угол поворота барабана.

Центр тяжести рамы и уравновешенных частей вибровозбудителя смещается при работе мельницы по осям OX и OY на величины:

$$X_{y_6} = X; \quad Y_{y_6} = Y. \quad (2)$$

Центр тяжести неуравновешенных частей вибровозбудителя смещается по осям OX и OY на величины:

$$X_{нв} = X + r_2 \cos \varphi; \quad Y_{нв} = Y + r_2 \sin \varphi. \quad (3)$$

Центр тяжести барабана смещается по осям OX и OY на величины:

$$X_B = X + r_1 \cos \varphi_1; \quad Y_B = Y + r_1 \sin \varphi_1. \quad (4)$$

Выражение для определения кинетической энергии системы имеет вид:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5, \quad (5)$$

где $T_1 = \frac{m_1}{2} (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2)$; $T_2 = \frac{m_2}{2} (\dot{x}_{нв}^2 + \dot{y}_{нв}^2)$;

$$T_3 = \frac{m_3}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2); \quad T_4 = \frac{I_B}{2} \dot{\varphi}_1^2; \quad T_5 = \frac{I_B}{2} \dot{\varphi}^2, \quad (6)$$

где I_B – центральный момент инерции барабана; I_B – центральный момент инерции вибровозбудителя.

Общий вид кинетической энергии системы имеет вид:

$$T = \frac{m_1}{2} (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2) + \frac{m_2}{2} (\dot{x}_{нв}^2 + \dot{y}_{нв}^2) + \frac{m_3}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{I_B}{2} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{I_B}{2} \dot{\varphi}^2. \quad (7)$$

Выражение потенциальной энергии системы имеет вид:

$$\Pi = \frac{1}{2} (C_1 x^2 + C_2 y^2) + g [m_2 r_2 (1 + \sin \varphi) + m_1 r_1 (1 + \sin \varphi_1)] \quad (8)$$

После соответствующих преобразований выражение кинетической энергии системы будет иметь вид:

$$T = \frac{1}{2} \left[M(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + I_B^* \dot{\varphi}_1^2 + I_B \dot{\varphi}^2 \right] - m_1 r_1 (\dot{x} \sin \varphi_1 + \dot{y} \cos \varphi_1) \dot{\varphi}_1^2 - m_2 r_2 (\dot{x} \sin \varphi - \dot{y} \cos \varphi) \dot{\varphi}^2, \quad (9)$$

где $M = m_1 + m_2 + m_3$ - приведенная масса системы;

$I_B^* = m_1 r_1^2 + I_B$ - приведенный центральный момент инерции барабана;

$I_B = m_2 r_2^2 + I_B$ - приведенный центральный момент инерции вибровозбудителя.

Для составления уравнений движения системы рассмотрим составляющие, входящие в выражение (1). Тогда

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0. \quad (10)$$

Частные производные от кинетической энергии по обобщенным скоростям:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = M\dot{x} - m_1 r_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - m_2 r_2 \dot{\varphi} \sin \varphi; \quad (11)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = M\dot{y} - m_1 r_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + m_2 r_2 \dot{\varphi} \cos \varphi; \quad (12)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_B^* \dot{\varphi}_1 - m_1 r_1 (\dot{x} \sin \varphi_1 - \dot{y} \cos \varphi_1); \quad (13)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_B \dot{\varphi} - m_2 r_2 (\dot{x} \sin \varphi - \dot{y} \cos \varphi). \quad (14)$$

После дифференцирования по времени

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = M\ddot{x} - m_1 r_1 (\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) - m_2 r_2 (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi); \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = M\ddot{y} + m_1 r_1 (\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1) + m_2 r_2 (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi); \quad (16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_B^* \ddot{\varphi}_1 - m_1 r_1 (\ddot{x} \sin \varphi_1 + \dot{x} \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - \ddot{y} \cos \varphi_1 + \dot{y} \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1); \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_B \ddot{\varphi} - m_2 r_2 (\ddot{x} \sin \varphi + \dot{x} \cos \varphi \dot{\varphi} - \ddot{y} \cos \varphi + \dot{y} \sin \varphi \dot{\varphi}). \quad (18)$$

Частные производные по обобщенным координатам от выражения потенциальной энергии имеют вид:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = C_1 x; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial y} = C_2 y; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m_2 r_2 \dot{\varphi} \cos \varphi; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = m_1 g \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1. \quad (19)$$

Обобщенные силы по координатам x ; y ; φ_1 отсутствуют, т.е.

$$Q_x = Q_y = Q_{\varphi_1} = 0. \quad (20)$$

Обобщенная сила по координате φ равна:

$$Q_\varphi = (A - B\dot{\varphi}) - 0,5fdm_2 r_2 \dot{\varphi}^2, \quad (21)$$

где $(A - B\dot{\varphi})$ момент вращения электродвигателя привода вибровозбудителя, приведенный к его валу; $0,5fdm_2 r_2 \dot{\varphi}^2$ - момент трения в подшипниках вибровозбудителя; d - диаметр внутреннего кольца подшипника; f - коэффициент трения.

Подставив полученные выражения в уравнение (1), получим следующие уравнения колеблющихся масс мельницы

$$M\ddot{x} - C_1 x = m_1 r_1 (\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) + m_2 r_2 (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi); \quad (22)$$

$$M\ddot{y} + C_2 y = -m_1 r_1 (\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1) + m_2 r_2 (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi); \quad (23)$$

$$I_B^* \ddot{\varphi}_1 - m_1 r_1 (\ddot{x} \sin \varphi_1 + \dot{x} \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + \ddot{y} \cos \varphi_1 + \dot{y} \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1) + m_2 r_2 g (1 + \sin \varphi_1) = 0; \quad (24)$$

$$I_B^* \ddot{\varphi} - m_2 r_2 (\ddot{x} \sin \varphi + \dot{x} \dot{\varphi} \cos \varphi - \ddot{y} \cos \varphi + \dot{y} \dot{\varphi} \sin \varphi) + m_1 r_1 g (1 + \sin \varphi) = A - B\dot{\varphi} - 0,5fdm_2 r_2 \dot{\varphi}^2. \quad (25)$$

Для установившегося режима движения принимаем:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi + \pi; & \varphi_1 &= \omega_1 t; & \varphi &= \omega t; \\ \dot{\varphi}_1 &= \omega_1 = \omega = \text{const}; & \dot{\varphi} &= \omega = \text{const}; \\ \varphi_1 &= 0; & \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (26)$$

Подставляя (26) в уравнения (22-25), получим:

$$M\ddot{x} + C_1 x = -m_1 r_1 \omega^2 \cos \omega + m_2 r_2 \omega^2 \cos \omega; \quad (27)$$

$$M\ddot{y} - C_2 y = -m_1 r_1 \omega^2 \sin \omega + m_2 r_2 \omega^2 \sin \omega; \quad (28)$$

$$-m_1 r_1 (-\ddot{x} \sin \omega + \dot{x} \omega \cos \omega - \ddot{y} \cos \omega - \dot{y} \omega \sin \omega) + m_1 r_1 g (1 + \sin \omega) = 0; \quad (29)$$

$$\begin{aligned} &-m_2 r_2 (\ddot{x} \sin \omega + \dot{x} \omega \cos \omega - \ddot{y} \cos \omega - \dot{y} \omega \sin \omega) + m_1 r_1 g (1 - \sin \omega) = \\ &= (A - B\omega - 0,5fdm_2 r_2 \omega^2). \end{aligned} \quad (30)$$

Частные периодические решения представляем в виде:

$$\begin{aligned} x &= a_1 \cos \omega t; & \dot{x} &= -a_1 \omega \sin \omega t; & \ddot{x} &= -a_1 \omega^2 \cos \omega t; \\ y &= a_2 \sin \omega t; & \dot{y} &= a_2 \omega \cos \omega t; & \ddot{y} &= -a_2 \omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (31)$$

Подставляя их выражения в уравнения (27-30), получим

$$M(-a_1 \omega^2 \cos \omega t) + C_1 a_1 \cos \omega t = -(m_1 r_1 - m_2 r_2) \omega^2 \cos \omega t; \quad (32)$$

$$M(-a_2 \omega^2 \sin \omega t) + C_2 a_2 \sin \omega t = -(m_1 r_1 - m_2 r_2) \omega^2 \sin \omega t; \quad (33)$$

$$-m_1 r_1 [\omega_2 (a_1 + a_2) \sin 2\omega t] + m_2 r_2 g (1 + \sin \omega t) = 0; \quad (34)$$

$$-m_2 r_2 [\omega^2 \sin 2\omega t (a_1 + a_2)] + m_1 r_1 g (1 + \sin \omega t) = A - B\omega - 0,5 f d m_2 r_2 \omega^2. \quad (35)$$

Анализируем первые два уравнения системы (32-35), описывающие движение рамы. После преобразования этих уравнений получаем выражения для определения амплитуд колебания рамы:

$$a_1 = \frac{(m_2 r_2 - m_1 r_1) \omega^2}{C_1 - M \omega^2}. \quad (36)$$

$$a_2 = \frac{(m_2 r_2 - m_1 r_1) \omega^2}{C_2 - M \omega^2}. \quad (37)$$

Закон движения барабана

$$x_B = x + r_1 \cos \omega t; \quad (38)$$

$$y_B = y + r_1 \sin \omega t. \quad (39)$$

Представив решения уравнений (38) и (39) в виде:

$$x_B = a_3 \cos \omega t; \quad y_B = a_4 \sin \omega t, \quad (40)$$

получим следующие выражения:

$$a_3 \cos \omega t = a_1 \cos \omega t + r_1 \cos \omega t; \quad a_4 \sin \omega t = a_2 \sin \omega t + r_1 \sin \omega t, \quad (41)$$

где $a_3 = a_1 + r_1$; $a_4 = a_2 + r_1$.

Подставляем значения a_1 и a_2 в эти выражения, получим выражения для определения амплитуд колебаний барабана:

$$a_3 = \frac{(m_2 r_2 - m_1 r_1) \omega^2}{C_1 - M \omega^2} + r_1. \quad (42)$$

$$a_4 = \frac{(m_2 r_2 - m_1 r_1) \omega^2}{C_2 - M \omega^2} + r_1. \quad (43)$$

Антирезонансный режим по этим координатам возможен при условии:

$$m_2 r_2 - m_1 r_1 = 0. \quad (44)$$

$$m_2 r_2 = m_1 r_1 . \quad (45)$$

Из этих соотношений можно определить статический момент вибровозбудителя или, задавшись эксцентриситетом r_2 , подобрать массу дебалансов

$$m_2 = m_1 r_1 / r_2 . \quad (46)$$

При этом режиме амплитуда колебаний барабана равна

$$a_1 = r_1 = e . \quad (47)$$

Безотрывное движение барабана возможно при условии, когда центробежная сила инерции превышает силу тяжести:

$$m_B r_1 \omega_{KP}^2 > m_B g , \quad (48)$$

где ω_{kp} – минимальная скорость безотрывного обкатывания барабана. Отсюда следует

$$\omega_{kp} > \sqrt{g / r_1} . \quad (49)$$

Это условие возможно в режиме антирезонанса, когда амплитуды колебаний рамы a_1 и a_2 близки к нулю.

Учитывая коэффициент запаса устойчивости k , уравнение (49) принимает вид:

$$\omega_{kp} = k \sqrt{g / r_1} , \quad (50)$$

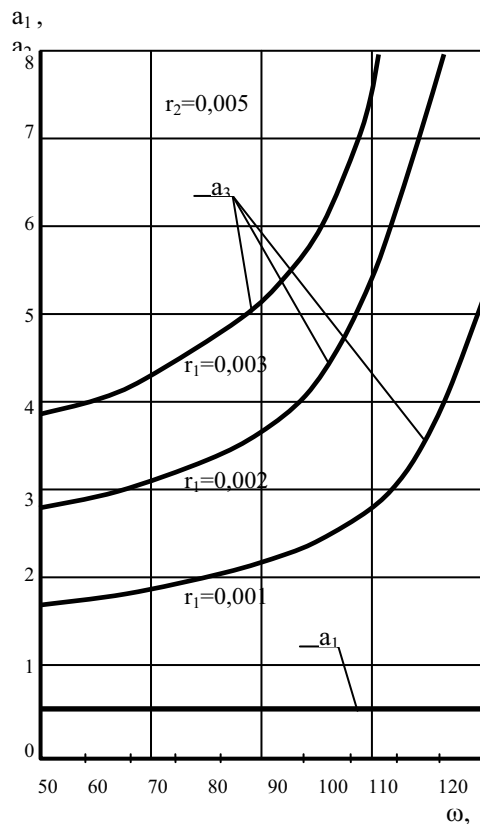
где $k = 1,1 \dots 1,5$.

На основании разработанной упрощенной математической модели вибромельницы нового типа для исходных данных, соответствующих полупромышленному образцу, получены зависимости влияния основных конструктивных факторов на динамические параметры колебательной системы.

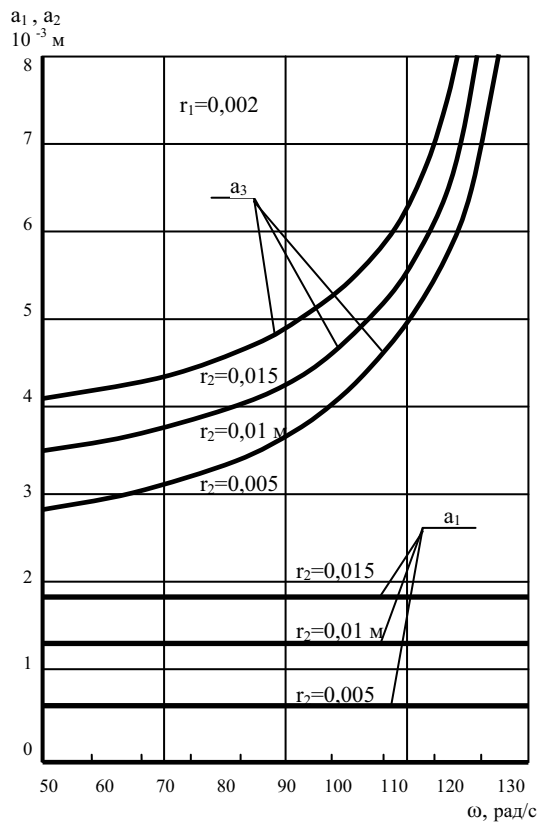
Угловая скорость вращения барабана определяется из соотношения

$$\omega_B = \omega_B \frac{e}{r_3} . \quad (51)$$

Установлено (рис. 2 и 3), что в рабочем режиме амплитуда колебаний рамы вибромельницы составляет 0,6 мм, барабана 5,08 мм.



a_1 – амплитуда колебаний рамы, a_3 – амплитуда колебаний барабана
 Рис. 2 – График АЧХ мельницы при варьировании r_1



a_1 – амплитуда колебаний рамы, a_3 – амплитуда колебаний барабана
 Рис. 3 – График АЧХ мельницы при варьировании r_2

При изменении статического момента дебалансного вибровозбудителя установлены следующие закономерности:

– в зарезонансном режиме работы вибромельницы амплитуда колебаний рамы имеет практически постоянное значение и с увеличением угловой скорости вращения барабана снижается на доли мм.;

– чем выше статический момент вибровозбудителя, тем выше амплитуда колебаний рамы, и наоборот;

– амплитуда колебаний рамы при изменении статического момента или эксцентриситета барабана плавно возрастает от 2 мм до 9 мм в зависимости от частоты вращения барабана.

На основании полученных закономерностей можно сделать следующие выводы, что настройка динамических параметров вибромельницы нового типа на необходимые по технологическим условиям величины включает в себя два этапа:

Настройка необходимой частоты вращения барабана производится частотой вращения вибровозбудителя и регулированием зазора между конусной втулкой и барабаном $2e$;

амплитуду колебаний барабана можно регулировать так же зазором $2e$ (зависимость носит нелинейный характер) – грубая настройка, а точную настройку можно осуществлять изменением статического момента дебалансного вибровозбудителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Совершенствование процессов дробления, измельчения, грохочения и классификации руд и продуктов обогащения. Сборник статей. - Л.: Механобр, 1985.
2. Вибрация в технике. Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В.Болотина.-М.: Машиностроение, 1978.- 352 с.