



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды»

«Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума»

Автор
Петина М. П.

Ростов-на-Дону, 2012





Центр дистанционного обучения и повышения квалификации

Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

Автор

Петина М. П., к.т.н., доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды»





Оглавление

1. ВИБРАЦИИ И ШУМ, ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА.	4
2. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	5
3. АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОБОРУДОВАНИЯ И МОБИЛЬНЫХ МАШИН.	8



1. ВИБРАЦИИ И ШУМ, ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА.

Характерной чертой современного машиностроения является увеличение мощности и быстроходности машин и агрегатов, что вызывает резкое повышение уровней вибрации и шума.

С санитарно-гигиенической точки зрения вибрации подразделяют на общие, воздействующие на весь организм, и локальные, воздействующие чаще всего на руки человека. Вибрации, как общего, так и локального характера отрицательно влияют на нервную систему, желудочно-кишечный тракт, мышцы, костно-суставный аппарат, зрение, слух и др.

Длительное воздействие вибраций может привести к вибрационной болезни - стойкому нарушению физиологических функций организма. Особенно вредны вибрации низкочастотного диапазона, близкие к частотам человеческого тела или отдельных его органов.

Интенсивные вибрации мешают нормальной работе машин и механизмов: снижают точность станков и агрегатов, сокращают срок службы, ухудшают качество обработки. Нередко они вызывают разрушение машин и строительных конструкций.

Физическое понятие об акустических колебаниях охватывает как слышимые, так и неслышимые колебания упругих сред.

С гигиенических позиций придается большое значение амплитудно-временным, спектральным и вероятностным параметрам непостоянных шумов, наиболее характерных для современного производства.

Интенсивный шум на производстве способствует снижению внимания, увеличению числа ошибок при



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

выполнении работы, влияет на быстроту реакции, сбор информации и аналитические процессы, снижает производительность труда и качество работы.

В биологическом отношении шум является заметным стрессовым фактором, способным вызывать срыв приспособительных реакций, приводить к функциональным нарушениям регуляции ЦНС до деструктивных процессов в разных органах и тканях. Степень шумовой патологии зависит от интенсивности и продолжительности воздействия.

Шум высокой интенсивности приводит к сердечно-сосудистым заболеваниям, гипертонии, потере слуха. При уровне 140 дБ и выше возможен разрыв барабанных перепонок, а при 160 дБ и выше – летальный исход.

Таким образом, снижение вибрации и шума на производстве является технической и санитарной проблемой.

2. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В данной работе определяется эффективность виброизоляции; производится оценка степени ослабления вибраций, передающихся от стационарных машин, установленных на виброизоляторы (амортизаторы) к фундаменту. В промышленности применяются амортизаторы в виде стальных шин, рессор, прокладок из резины, резино-металлических конструкций, пробки и т.д. В нашем случае используются пружинные виброизоляторы (рис.1). Двухкаскадная виброизоляция (рис.1б) является более сложной, хотя на высоких частотах может давать несколько больший эффект по сравнению с однокаскадной (рис.1а). Однако для це-



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

лей нашей работы достаточно рассмотреть систему, изображенную на рис. 1а, так как она дает основные фундаментальные понятия, характеризующие виброизоляцию установок.

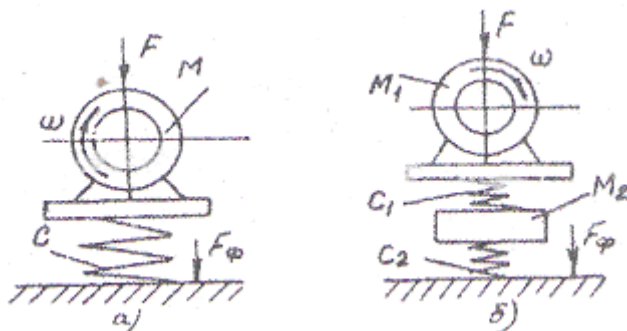


Рис.1. Схемы виброизоляции агрегатов: а - однокаскадная; б - двухкаскадная

Основным показателем, определяющим качество виброизоляции какой-либо машины, установленной на амортизаторы (рис,1а) с жесткостью С и массой М, является коэффициент передачи (или коэффициент амортизации) КП. Он указывает, какая доля от общей динамической силы F , действующей со стороны машины, передается гибкими амортизаторами фундаменту

$$КП = \frac{F_{\phi}}{F} = \frac{1}{|1 - (f / f_0)^2|}, \quad (1)$$

где f- частота возмущающей силы; f_0 - частота собственных колебаний машины на амортизаторах; F_{ϕ} - динамическая сила, передающаяся на фундамент.

Основная частота возмущающей силы и гармонические частоты ее составляющих (в герцах), например, в случае неуравновешенности ротора электродвигателя, вентилятора, турбины и т.д., определяется по формуле $f = n \cdot i$, где n - частота вращения, s^{-1} , $i = 1, 2, 3, \dots$ Для источников колебаний, причиной которых



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

не является неуравновешенность ротора, характерны другие частоты возмущающих сил.

Частота собственных колебаний машины может быть определена из выражения

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/M} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g/\delta_{cm}}, \quad (2)$$

где δ_{cm} - статическая осадка амортизаторов под действием машины, g -ускорение свободного падения.

Зависимость коэффициента амортизации от частоты возмущающей силы представлена на рис.2. Как видно из рис.2, амортизаторы начинают приносить эффект (КП<1) лишь при частоте возмущения $f > f_0\sqrt{2}$. При $f \leq f_0\sqrt{2}$ амортизаторы или полностью передают вибрации фундаменту (КП=1), или даже усиливают их (КП>1). Можно считать, что эффект виброизоляции тем больше, чем больше отношение f/f_0 .

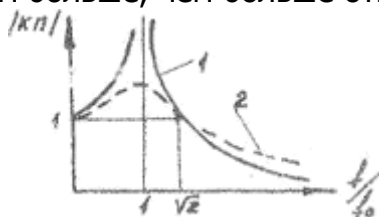


Рис.2. Зависимость коэффициента передачи от частоты возбуждения

Следовательно, для лучшей изоляции фундамента от вибраций машин при известной частоте ее возмущения f необходимо уменьшить частоту собственных колебаний машины на амортизаторах f_0 , для получения большего отношения f/f_0 , что достигается либо увеличением массы машины M , либо уменьшением жесткости виброизолятора C . При известной же собственной частоте f_0 эффект изоляции вибрации будет тем выше, чем больше возмущающая частота f по сравнению с частотой f_0 . Ослабление передачи вибра-



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

ций на фундамент обычно характеризуется величиной виброизоляции ВИ. Виброизоляция (в децибелах) на данной частоте или в диапазоне частот практически и теоретически может быть определена по формулам:

$$ВИ = L_{v1} - L_{v2} = 20 \lg v_1 / v_2, \quad (3)$$

$$ВИ = 20 \lg \frac{1}{KП} = 20 \lg |1 - (f / f_0)^2|, \quad (4)$$

где L_{v1} , и \bar{V}_1 - уровень виброскорости и средняя квадратическая виброскорость фундамента при отсутствии амортизаторов; L_{v2} , и \bar{V}_2 - те же величины при наличии амортизаторов.

3. АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОБОРУДОВАНИЯ И МОБИЛЬНЫХ МАШИН.

Как для стационарных установок, так и для мобильных машин важно устанавливать оптимальные режимы работы нагруженных роторов с рабочими органами (молотками, ножами, лопастями и т.п.), которые обеспечивают их устойчивую работу.

В сельскохозяйственном производстве широко используют дробилки с измельчителями с шарниро-закрепленными ножами, в промышленности молотковые мельницы в качестве углеразмольного и пылеприготовительного оборудования, в кормопроизводстве - молотковые дробилки, в гидравлических турбинах и компрессорных установках - лопатки и т.д. В связи с таким широким распространением роторов возникает проблема изучения колебательных процессов, имеющих большое значение в современной технике.

Развитие связано с ростом скоростей движения, давлений, температур, с непрерывным возрастанием



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

мощности и быстроходности машин и механизмов, увеличением аэродинамического воздействия потока протекающей среды. Вместе с тем, наблюдается и стремление к лучшему использованию несущей способности конструкций и уменьшению их веса, а это увеличивает воздействие динамических нагрузок на элементы машин, устройств, сооружений, что вызывает колебания, вибрации.

Шарнирное закрепление ножей, лопаток на диске снижает максимальные напряжения в ножах, лопатках, молотках.

Для расчета системы диск - шарнирный нож можно предложить матричную форму метода начальных параметров.

Собственные колебания дисков можно оценить по соотношению

$$Xr_2 = \Pi Xr_1,$$

где Xr_2, Xr_1 - векторы столбцы силовых параметров, нагружающих диск слева и справа в кольцевых сечениях соответственно радиусу r_1, r_2 и геометрических параметров деформированного диска в этих сечениях.

Матрица упругих инерционных свойств дискретной модели диска с ножами при $r_1 > r_2$,

$$\Pi = \begin{pmatrix} -1 & B \\ 0 & 1 \end{pmatrix} D_2 \begin{pmatrix} 1 & A \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

где Π единичные матрицы второго порядка

B - матрица динамической жесткости (на радиусе диска r_2)

D_2 - матрица динамической жесткости кольцевого диска радиусов r_2, r_1 .

A - матрица динамической жесткости верхней части диска r_1 .

Для диска с шарнирными ножами



$$X_A = LX_0 \quad (5)$$

где X_A, X_0 - векторы силовых и геометрических параметров изгибной деформации ножа; L - матрица упругих и инерционных свойств дискретной модели упругой части ножа.

Для матрицы жесткости используются следующие условия:

$$P_{x,0} = M_{y,0} = 0; \quad (6)$$

$$P_{y,0} = M_{x,0} = 0;$$

При описании движения шарнирного ножа считаем, что обкатывание происходит без скольжения:

$$\frac{dVa}{dZ} = \varphi_1 + \varphi_2 \quad (7)$$

$$Va = -(l + \rho_1) \frac{dVa}{dZ} + yc_0,$$

где φ_1 и φ_2 - углы поворота ножами диска относительно диска и диска.

Условия,

$$\sum M_B = 0 = M_{x_A} + P_{y_{1A}}(l + \rho_1) - P_{z_A}(V_A + Y_B) = S_z(Y_M - Y_B) + (Q_y + S_y)(l + \rho_1); \quad (8)$$

$$\sum M_B = 0 = M_{x_A} + P_{y_{1A}}(l + \rho_1 - Z_p) - P_{z_{1A}}(V_A - Y_D) = S_z(Y_M - Y_D) + (Q_y + S_y)(l + \rho_1 - Z_p)$$

Отражающие равенство нулю суммы моментов всех сил относительно точек контакта в шарнирном соединении, позволяют выразить углы поворота φ_1 и φ_2 через параметры устройства.

В условиях (8) приведены обозначения:

$P_{x_{1A}}$ - центробежная сила масс упругости части системы (определяемая при получении матрицы L);

S_z, S_y - составляющие центробежной силы в радиальном и тангенциальном направлениях;

Q_y - амплитудное значение силы инерции;

M - центр тяжести ножа.

Перемещение точек B, C, D запишем в виде:



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

$$Y_C = 2\rho\varphi_2; \quad Y_B = \rho\left(\frac{\rho_1}{\rho_1 - \rho}\varphi_1 + 2\varphi_2\right);$$

$$Y_D = \rho\frac{\rho_2}{\rho_2 - \rho}\varphi_2.$$

Полагая что,

$$S_2 = m_{XB}\Omega^2 R_M$$

$$S_Y + Q_Y = m_{XB}(\Omega^2 + \rho^2)Y_M$$

$$Y_M = V_A + (l - l_1)\frac{\partial V_A}{\partial z}, \text{ где}$$

Ω - угловая скорость вращения диска

ρ - частота колебаний системы

После решения уравнения (7) относительно φ_1 и φ_2 и подстановки полученных выражений в (8), условия закрепления ножа в шарнире представим в виде:

$$a \begin{bmatrix} V \\ \frac{\partial V}{\partial z} \end{bmatrix} + b \begin{bmatrix} P_y \\ M_x \end{bmatrix} = 0.$$

При этом коэффициент матрицы a и b имеют вид:

$$a_{11} = -4\rho\rho_2(\rho_1 - \rho)m_{XB}(\rho_2 + \Omega^2) + 2(\rho_1 - \rho)(\rho_2 - 2\rho) \left[l_{XB}(\rho^2 + \Omega^2)(l_1 + \rho_1 - 2\rho) - (F_{ZA} + S_Z) \right] + \rho_1\rho_2(P_{Z1A} + S_Z);$$

$$a_{12} = -4\rho\rho_2(\rho_1 - \rho)m_{XB}(\rho^2 + \Omega^2)(l - l_1) + 2(\rho_1 - \rho)(\rho_2 - 2\rho)(l - l_1) \left[l_{XB}(\rho^2 + \Omega^2)(l_1 + \rho_1 - 2\rho) - S_Z \right] + \rho_1\rho_2(P_{Z1A} + S_Z)(l_1 + \rho_1 - 2\rho);$$

$$a_{21} = 2(\rho_2 - \rho) \left[P_{Z1A} + S_Z - m_{XB}(\rho^2 + \Omega^2)(l_1 + \rho_1 - 2\rho) \right] - \rho_2(P_{ZA} + S_Z);$$

$$a_{22} = 2(\rho_2 - \rho)(l + l_1) \left[S_Z - m_{XB}(\rho^2 + \Omega^2)(l_1 + \rho_1 - 2\rho) \right] - \rho_2(P_{ZA} + S_Z)(l + \rho_1);$$

$$b_{11} = -2(\rho_1 - \rho) \left[\rho_2 - 2\rho \right] (l + \rho_1 - 2\rho) - 2\rho\rho_2;$$

$$b_{12} = -2(\rho_1 - \rho)(\rho_2 - 2\rho);$$

$$b_{21} = 2(\rho_2 - \rho)(l + \rho_1 - 2\rho);$$



$$b_{22} = 2(\rho_2 - \rho).$$

Запишем матричное отношение (5) в виде

$$\begin{pmatrix} Px \\ My \\ U \\ \frac{du}{dz} \\ \frac{dV}{dz} \\ Py \\ Mx \end{pmatrix}_A = \begin{pmatrix} L_1 & L_2 & L_7 \\ (4 \times 4) & (4 \times 2) & (4 \times 2) \\ L_3 & L_4 & L_8 \\ (2 \times 4) & (2 \times 2) & (2 \times 2) \\ L_5 & L_6 & L_9 \\ (2 \times 4) & (2 \times 2) & (2 \times 2) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Px \\ My \\ U \\ \frac{du}{dz} \\ \frac{dV}{dz} \\ Py \\ Mx \end{pmatrix}_0$$

Тогда $X_A = LX_0$

$$X^T = (My, Px, U, dU/dz)$$

$$L = L_1 - L_2(aL_4 + BL_2)^{-1}(aL_3 + bL_5)$$

Матричное соотношение диска с шарнирными ножами имеет вид

$$Xr_1 = H_1 R L X_0, \quad (10)$$

или

$$Xr_1 = D_1 X_0; \quad D_1 = H_1 R L,$$

где H_1 матрица диска, R - матрица условий сопряжения диска и ножа. Уравнение (10) и условия (6) дают матрицу

$$A = a_{11} a_{22}^{-1},$$

где a_{11} , a_{22} - блоки 2×2 матрицы D_1 .



Таблица. 1 Расчетные значения собственных частот и форм колебаний

f, Гц	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄
n				
0	82,5	99,8	323	755
	82,7	183	468	880
2	96	107	398	898
	109	194,5	642	918
3	98	158	536	1044
	137	254	787	1032
4	98,4	184,5	660	1234
	145,3	319	840	1268
5	99	198	737	1500
	148,3	367	857	1508
6	100	213	778	1780
	149,7	404	865	1724
Парциальная частота ножа	100	213	880	2380
	153	587	888	2440

Примечание: над чертой - значение частоты с шарнирным закреплением ножей.

под чертой - значение частоты при жестком креплении ножей

Исходные данные для расчета: наружный и внутренний радиусы $r_A = 0,29$ м., $r_0 = 0,004$ м.

Толщина диска $h = 0,01$ м. Длина ножа $0,2$ м, площадь поперечного сечения $Q = 0,003$ м² $I_{min} = 0,0765 \cdot 10^8$ м⁴, $I_{max} = 1,32 \cdot 10^8$ м⁴.

Модуль упругости материала диска и ножей $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², плотность $8 \cdot 10^3$ Н/м² коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$.

Для расчета шарнирного соединения



Аналитические и экспериментальные исследования технических средств защиты от вибрации и шума

$\rho=0,004$ м. $\rho_1=0,0045$ м. $\rho_2=0,00405$ м.

$l=0,007$ м. $l_1=0,0047$ м. $m_{ХВ}=0,154$ кг

Частота вращения $\Omega=2200$ с⁻¹

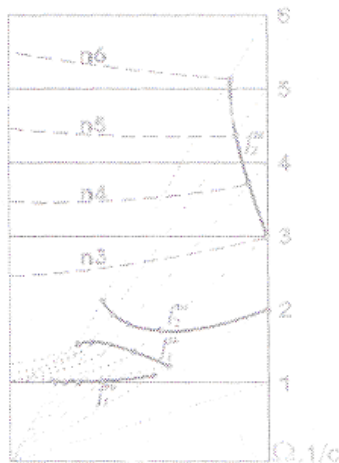
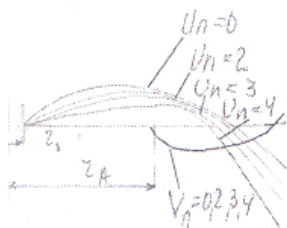
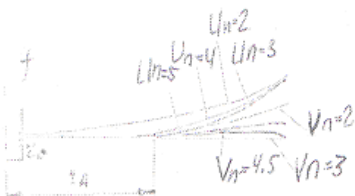
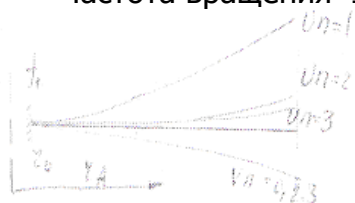


Рис.3. Изменение форм колебаний при увеличении числа диаметров

Рис. 4. Резонансная диаграмма систем. $f_1^{жс}, f_2^{жс}$ - при жестком креплении ножей
 $f_1^{шс}, f_2^{шс}$ - при шарнирной установке ножей

Диаграммы показывают; что спектр частот шарнирных ножей и жестко скрепленных с диском значительно отличается от спектра частот нож - диск.

На основе матричной формы метода начальных параметров разработана методика расчета спектра частот диска, формы колебаний и резонансная диаграмма. Исследовано влияние шарнирного ножа на



спектр частот системы.

Проведенное исследование измельчающих аппаратов роторного типа с дисками и шарнирным креплением ножей позволило оптимизировать конструктивные, геометрические, массовые и кинематические параметры систем и рекомендовать использовать их в машиностроении и кормопроизводстве в стационарных установках для измельчения листостебельных материалов, овощей, ботвы и для других целей.

Шарнирные ножи внедрены в производство в ГСКБ ОАО Ростсельмаш.

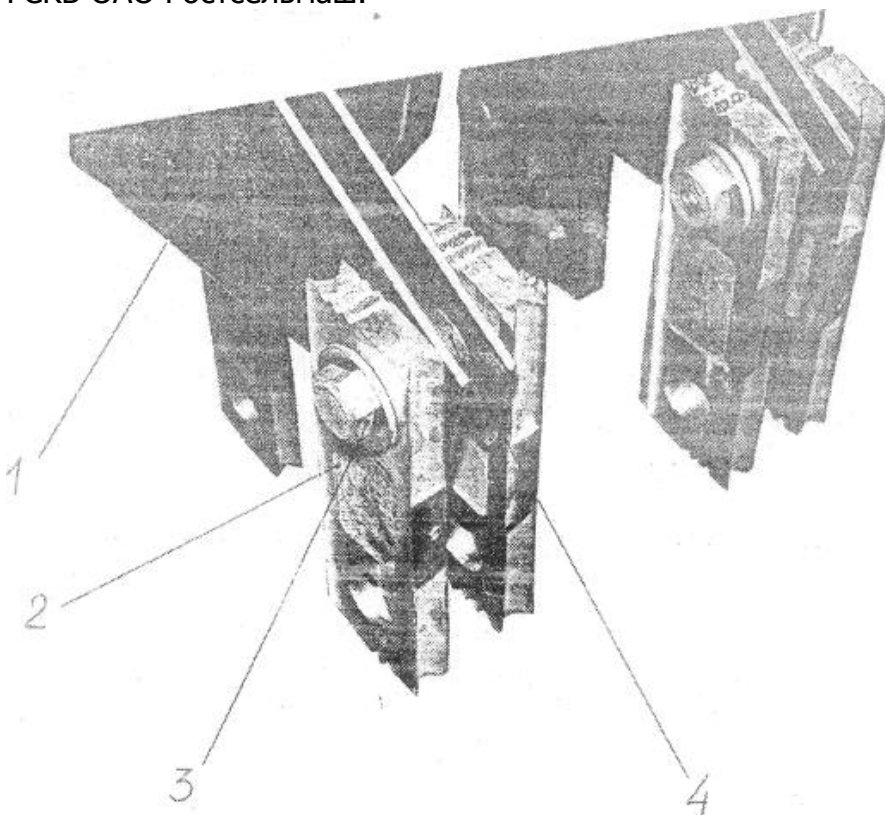


Рис. 5. Шарнирное крепление ножей на измельчающем барабане

1 - опора; 2 - нож; 3 - болт; 4 - распорная втулка.