

Исследование поддрессирования трелевочной системы

В. И. Варава¹,
Р. Э. Гусейнов

Санкт-Петербургская государственная
лесотехническая академия

АННОТАЦИЯ

Излагается моделирование трех структур поддрессирования трелевочной системы. Выявляются виброн нагруженность, рациональные параметры жесткости и диссипации, даются оценки структурам поддрессирования.

Ключевые слова: моделирование, структура, дисперсия реакции шин, оптимизация, параметры жесткости и диссипации.

SUMMARY

The modeling of three structures of the cushioning of a skidding system is developed. The vibratory stress loading, rational parameters of rigidity and dissipation are brought to light; estimations are given to cushioning structures.

Keywords: modeling, structure, dispersion of tires reaction, optimization, parameters of rigidity and dissipation.

Виброн нагруженность трелевочной системы в вертикальной плоскости симметрии определяется структурой поддрессирования, параметрами и характеристиками упруго-диссипативных связей, уровнем и характером неровности волока (почвы).

На рисунке 1 приведена упрощенная модель двухступенчатого поддрессирования коника (КЗУ) и трактора Т40-Л с пачкой хлыстов, где: m_{Π} , m_1 , m_2 – поддрессоренные массы жесткой пачки с опорной базой l , приведенной к точке l массой пачки (m_{Π}^K) с массой КЗУ ($m_{КЗ}$), массой полурамы ($m_{\Pi P}$) с колесной парой ($m_{КП}$), ($m_1 = m_{\Pi}^K + m_{КЗ}$, $m_2 = m_{\Pi P} = (J_T + m_T l_1^2) / l_T^2$, $l_T = l_1 + l_2$); c_z , β_z , c_{Π} , β_{Π} – параметры жесткости и диссипации подвеса КЗУ и шин КП. Приведенная к точке <К> масса пачки определяется из баланса кинетических энергий для $\dot{z}_1 = l_x \dot{\phi}$:

¹ Авторы — соответственно профессор кафедры теоретической и строительной механики и студент V курса Санкт-Петербургской государственной лесотехнической академии, кафедра технологии лесозаготовительных производств.
© Варава В. И., Гусейнов Р. Э., 2008

$$2T = J_0 \dot{\phi}^2 = m_{\Pi}^K \dot{z}^2, \tag{1}$$

$$m_{\Pi}^K = J_0 (\dot{\phi} / \dot{z})^2 = J_0 / l_x^2.$$

Трактор Т40-Л имеет инерционную квазисимметрию, $J_T \approx m_T l_1 l_2$ относительно осей Z_0 , Z_1 . Поэтому вертикальные его колебания разделяются на независимые, одномерные с приведенными к осям Z_0 , Z_1 массами: $m_{\Pi}^{(0,1)} = (J_T + m_T l_{1,0}^2) / l_T^2$.

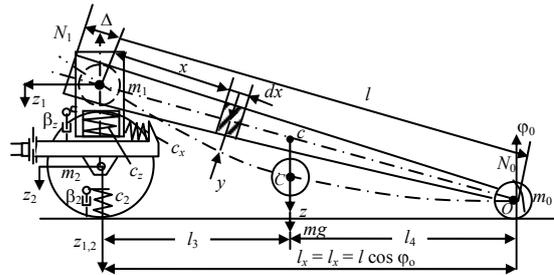


Рис. 1. Расчетная модель поддрессирования трелевочной системы

Уравнения состояния введенной системы для жесткой пачки составим по рисунку 1 в новых координатах деформации связей

$$\begin{aligned} x_1 &= z_1 - z_2, & x_2 &= z_2 - z_K; \\ z_2 &= x_2 + z_K, & z_1 &= x_1 + z_2 = x_1 + x_2 + z_K. \end{aligned} \tag{2}$$

Тогда кинетическая и потенциальная энергии системы:

$$\begin{aligned} 2T &= m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2 = \\ &= m_1 (\dot{x}_1 + \dot{x}_2 + \dot{z}_K)^2 + m_2 (\dot{x}_2 + \dot{z}_K)^2, \\ 2\Pi &= c_1 x_1^2 + c_2 x_2^2, & 2R &= \beta_1 \dot{x}_1^2 + \beta_2 \dot{x}_2^2. \end{aligned} \tag{3}$$

Вводя их в уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_i} = Q_j^a, \tag{4}$$

получим:

$$\begin{cases} m_1 (\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + \beta_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 = \\ = -m_1 \ddot{z}_K, & m_{\Sigma} = m_1 + m_2, \\ m_1 \ddot{x}_1 + m_{\Sigma} \ddot{x}_2 + \beta_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 = -m_{\Sigma} \ddot{z}_K. \end{cases} \tag{5a}$$

Вычитая из второго уравнения первое, запишем другое представление

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + \beta_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 = -m_1 \ddot{z}_k, \\ m_2 \ddot{x}_2 - \beta_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 + \beta_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 = \\ = -m_2 \ddot{z}_k. \end{cases} \quad (5b)$$

или в операторно-матричном виде при $d/dt = p$:

$$\left(\begin{array}{cc|c} m_1 p^2 + \beta_1 p + c_1 & m_1 p^2 & -m_1 p^2 z_k(p) \\ -(\beta_1 p + c_1) & m_2 p^2 + \beta_2 p + c_2 & -m_2 p^2 z_k(p) \end{array} \right). \quad (6)$$

При жестком креплении коника на полураме ($c_z = \infty$) уравнения (5) упрощаются:

$$m_\Sigma \ddot{x}_2 + \beta \dot{x}_2 + c x_2 = -m_\Sigma \ddot{z}_k. \quad (7)$$

Для передаточной функции $\eta_2 = x_2(p) / z_k(p) =$
 $= \frac{-m_\Sigma p^2}{m_\Sigma p^2 + \beta p + c}$ и спектральной плотности не-

ровности пути $S_k = B_4 v^3 / \omega^4$ дисперсии деформации, скорости и реакции подвеса по формулам Винера – Хинчина равны:

$$\begin{aligned} D_{x_2} &= \frac{B}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_2(i\omega)|^2 d\omega = B / c\beta, \\ D_{\dot{x}_2} &= \frac{B}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_2(i\omega)|^2 \omega^2 d\omega = B / m_\Sigma \beta, \quad (8) \\ D_r &= c^2 D_{x_2} + \beta^2 D_{\dot{x}_2} = B[c / \beta + \beta / m_\Sigma], \\ B &= 0,5 B_4 v^3 = m_\Sigma. \quad (9) \end{aligned}$$

Дисперсия реакции КП представляет здесь интегральную критериальную функцию вертикального взаимодействия шины и почвы (волока), т. е. функционал.

Он пропорционален возмущению пути B , множителю cm_Σ^{-1} и имеет минимум по параметру демпфирования β ввиду его диссипативного и возмущающего действия: при $\beta = 0$ или $\beta \approx \infty$ $D_r = \infty$.

Минимизация функционала $D_r(\beta)$ по параметру β дает оптимальное значение последнего:

$$\begin{aligned} D_r &= \min, \quad \partial D_r / \partial \beta = 0, \quad \beta = \sqrt{cm_\Sigma}, \\ \beta_{кр} &= 2\sqrt{cm_\Sigma}, \quad \vartheta_m = \beta / \beta_{кр} = 0,5; \\ \beta &= 2\vartheta \sqrt{cm_\Sigma}, \quad m_\Sigma = m_1 + m_2, \quad (10) \end{aligned}$$

где $\vartheta = 0,5$ — коэффициент диссипации (демпфирования) в долях от критического значения парциальной системы.

Значение $\vartheta_m = 0,5$ значительное. Поэтому при положительном минимуме его можно принимать за максимальное и допускать снижение в процессе наработки демпфера до $\vartheta_{\min} \simeq 0,3$; $\Delta \vartheta = 0,5 \dots 0,3$. Однако в шинах внутреннее трение между волокнами резинокордной оболочки ограничено:

$$\vartheta \leq 0,1; \quad \beta \leq 0,2 \sqrt{cm_\Sigma}. \quad (11)$$

Для максимальной диссипации (11) функционал (9) составляет:

$$D_r^0 = 5,2 B \sqrt{cm_\Sigma} = 5,2 B v, \quad v^2 = c / m_\Sigma, \quad (12)$$

где v — собственная частота подрессоренной массы m_Σ .

Для исходных данных трактора Т40-Л ($m_\Sigma = 2820$ кг, $c = (12/9) \cdot 10^5$ Н/м, параметры (12, 11) равны:

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{c / m_\Sigma} = 21/18, \text{ с}^{-1}, \\ \beta &= 0,2 \sqrt{cm_\Sigma} = 11,6/10,1 \text{ кНс/м}. \quad (13a) \end{aligned}$$

Очевидно, что при высокой жесткости шин завышена собственная частота подвеса. Упругая реакция шин задней колесной пары (КП,8) равна:

$$\begin{aligned} Q &= c \sigma_x = \sqrt{5Bv} = (7,25/6,7) m_\Sigma \sqrt{B_4 v^3}, \\ m_\Sigma &= 2820 \text{ кг}. \quad (13b) \end{aligned}$$

Она вырастает со скоростью движения v и ухудшением качества пути B_4 , пропорциональна подрессоренной массе.

Частотное уравнение системы (5, $\beta_i = 0$, $p = i\lambda$)

$$\begin{aligned} \Delta &= m_1 m_2 [\lambda^4 - \lambda^2 (v_1^2 + v_2^2) + \\ &+ v_1^2 c_2 / m_2] = 0, \quad (14) \end{aligned}$$

$$v_1^2 = c_1 / m_1, \quad v_2^2 = c_2 / m_2,$$

где v_1, v_2 — парциальные частоты системы. Отсюда частоты системы

$$2\lambda_{1,2}^2 = v_1^2 + v_2^2 \pm \sqrt{(v_1^2 + v_2^2)^2 + 4v_1^2 \frac{c_2}{m_2}}. \quad (15)$$

Для $m_1 = 1100$ кг, $m_2 = 1720$ кг, $c_1 = 190 \cdot 10^3$, $c_2 = 900 \cdot 10^3$ Н/м по формулам (14, 15):

$$\begin{aligned} v_1^2 &= 170 \quad (v_1 = 13 \text{ с}^{-1}), \\ v_2^2 &= 630 \quad (v_2 = 25,2 \text{ с}^{-1}), \\ \lambda_1 &= 11,6 \text{ с}^{-1}, \quad \lambda_2 = 25,8 \text{ с}^{-1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Частоты системы близки одноименным парциальным значениям. При этом низшая частота, определяющая гибкость подвеса, ощутимо ниже (13а).

Передачная функция (ПФ) радиальной деформации шин по матрице (6) и Крамеру для $\mu_0 = 1 + m_1 / m_2$ равна:

$$\begin{aligned} \eta_2(p) &= \frac{x_2(p)}{z_k(p)} = \frac{\Delta_2(p)}{\Delta(p) \cdot z_k(p)} = \\ &= -m_2 p^2 [m_1 p^2 + \mu_0 (\beta_1 p + c_1)] / \Delta(p), \\ \Delta(p) &= m_1 m_2 p^4 + p^3 (m_1 \beta_2 + \beta_1 m_2) + \\ &+ p^2 (m_1 c_2 + c_1 m_2 + \beta_1 \beta_2) + p (\beta_1 c_2 + \\ &+ c_1 \beta_2) + c_1 c_2. \end{aligned} \quad (17)$$

Дисперсия радиальной реакции шин КП для спектра воздействия пути $S_k = B_q v^3 / \omega^4$ по Винеру – Хинчину

$$\begin{aligned} D_{r_2} &= c_2^2 \sigma_{x_2}^2 \square \frac{B_q v^3 m_2^2 c_2^2}{2\pi} \times \\ &\times \int_{-\infty}^{\infty} \frac{m_1^2 (i\omega)^4 - (i\omega)^2 (\mu_0 \beta_1)^2}{|\Delta(i\omega)|^2} d\omega = \\ &= \frac{1}{2} B_q v^3 m_2^2 c_2^2 \cdot m_1 \times \\ &+ m_2 \mu_0^2 \beta_1^2 / \beta_2 m_1 + m_1 c_2 / \beta_2 + \\ &\times \frac{+ m_1 c_1 / \beta_1 + \mu_0^2 \beta_1}{(c_2 m_1 - c_1 m_2)^2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Она пропорциональна возмущению $B_q v^3$, квадратам параметров инертности (m_2^2) и жесткости (c_2^2). Решающим фактором снижения нагруженности здесь является исключение нуля знаменателя (19):

$$c_1 \quad m_1 / m_2 \cdot c_2 / 3, \\ c_1 \leq 900 / 3 \cdot 1,1 / 1,72 \quad 130 \text{ кН/м}. \quad (20)$$

Оптимальная диссипация в подвесе коника выявляется минимизацией дисперсии реакции:

$$\begin{aligned} D_{r_2} &= \min, \quad \partial D_{r_2} / \partial \beta_1 = 0, \quad (21a) \\ \beta_1 &\square \frac{1}{\mu_0} \sqrt{c_1 m_1}, \quad \beta_1 = 8,8 \text{ кНс/м}. \end{aligned}$$

В долях от критического значения $\beta_{кр} = 2\sqrt{c_1 m_1}$ она равна

$$\vartheta = \beta_1 / \beta_{кр} = 1 / 2\mu_0 = 0,3. \quad (21б)$$

В долях от параметра $\beta_2 \approx 0,2\sqrt{c_2 m_2} = 7,8 \text{ кНс/м}$ имеем:

$$\beta_1 \square \sqrt[3]{m_1^2 c_1 \beta_2 (2\mu_0^2 m_2)^{-1}} = 5,8 \text{ кНс/м}. \quad (21в)$$

Из сравнения (19) с учетом (20, 21) следует конкретная реакция шин КП для $\beta_2 = 0,2\sqrt{c_2 m_2} = 7,8 \text{ кНс/м}$, $m_2 = 1720$ кг:

$$\begin{aligned} Q &= c_2 \sigma_r \square m_2 \sqrt{B_q v^3} \times \\ &\times \sqrt{c_2 / \beta_2 + c_1 / \beta_1} = 11,7 m_2 \sqrt{B_q v^3}. \end{aligned} \quad (22)$$

Сопоставление этого решения с (13б) показывает близкие результаты одно- и двухступенчатого подвеса. Здесь во втором случае отразился гибкий подвес меньшей массы $m_1 < m_2$. Сказалось также малое расхождение парциальных частот: $c_2 / m_2 \gtrsim 3c_1 / m_1$, $v_2 \geq \sqrt{3}v_1$.

Примем в модели рис. 1 пачку хлыстов упругой с базисной функцией изгиба $f(x) = \sin \pi x / 2x_c = \sin 3\pi x / 2l_x$. Введем координаты вращательного движения неизогнутой оси пачки $z_1 = z_1 (1 - x / l_x)$, $\dot{z}_1 = \dot{z}_1 (1 - x / l_x)$ и относительного движения $\langle y \rangle$

элемента $dm = \mu dx$, $\mu = m_{\Pi} / l_{\Pi}$ на расстоянии x от подвеса с комлей. Тогда кинетическая энергия пачки и подрессоренных масс m_2 , КЗУ — $m_{\text{к}}$ и потенциальная сил упругости ($c_{\Pi} = c_2$, $c_z = c_1$) будут равны:

$$2T = \int_0^l (\dot{z} + \dot{y})^2 dm + m_{\text{к}} \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2, \quad (23)$$

$$m_1 = m_{\Pi}^{\Pi} + m_{\text{кз}},$$

$$2\Pi = \int_0^l EI(x) y''^2(x) dx + c_1 (z_1 - z_2)^2 + c_2 (z_2 - z_{\text{к}})^2.$$

Разлагая по Фурье $y(x, t) = f(x)q(t)$ и вводя в (23), получим

$$2T = m\dot{q}^2 + m_1 \dot{z}_1^2 + 2m_{\Pi} \dot{z}_1 \dot{q} + m_2 \dot{z}_2^2, \quad (24)$$

$$2\Pi = cq^2 + c_1 (z_1 - z_2)^2 + c_2 (z_1 - z_{\text{к}})^2,$$

где $m = \int_0^l f^2(x) dm$, $m_1 = \int_0^l (1-x/l)^2 dm$,

$$m_x = \int_0^l (1-x/l) f(x) dm,$$

$$c = \int_0^l EI(x) f''^2(x) dx.$$

где m , m_1 , m_{Π} — массы изгибных колебаний пачки, ее вращения $\varphi = z_1 / l$ и инерционной связи двух движений φ , y ; c — эквивалентная жесткость изгибных колебаний пачки.

Вводя в интегралы (24) функцию изгиба пачки массой $m_{\Pi} = 2400$ кг, $l_x = l_3 + l_4 = 6,8 + 10,2 = 17$ м и параметры $I_0 = \pi / 4 r_{\text{T}}^4 \cdot n$, $S_0 = \pi r_{\text{T}}^2 n$, $dm = \rho dV = \rho S_0 \cos^2 3\pi x / 2l_{\Pi}$, $I(x) = I_0 \times \cos^4 3\pi x / 2l_{\Pi}$, получим эквивалентные массы и жесткости:

$$m = 0,37m_{\Pi} = 880 \text{ кг},$$

$$m_1 = m_{\Pi}^{\Pi} + m_{\text{кз}} = 0,31m_{\Pi} + 70 = 820 \text{ кг}, \quad (25)$$

$$m_{\text{и}} = 0,35m_{\Pi} = 820 \text{ кг}, \quad m_2 = 1720 \text{ кг};$$

$$c = 28EI_0 / l_{\Pi}^3 = 150 \text{ кН/м}, \quad c_1 = 190,$$

$$c_2 = 900 \text{ кН/м}, \quad \beta_2 = 0,2\sqrt{c_2 m_2} = 7,8;$$

$$\beta = 0,12\sqrt{cm} = 1,4 \text{ кНс/м}.$$

Вводя квадратичные энергетические функции в уравнения Лагранжа (4) относительно координат q , $x_1 = z_1 - z_2$; $z_2 = x_2 + z_{\text{к}}$, $z_1 = x_1 + x_2 + z_{\text{к}}$, получим

$$\begin{cases} m\ddot{q} + m_{\text{и}}(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + cq + \beta\dot{q} = -m_{\text{и}}\ddot{z}_{\text{к}} \\ m_{\text{и}}\ddot{q} + m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + c_1 x_1 + \beta_1 \dot{x}_1 = -m_1 \ddot{z}_{\text{к}} \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 + \beta_2 \dot{x}_2 - c_1 x_1 - \beta_1 \dot{x}_1 = -m_2 \ddot{z}_{\text{к}}. \end{cases} \quad (26)$$

При $c_1 = \infty$, $x_1 = 0$; $x_2 = x$, получим упрощенную систему с гибкой пачкой на шинном подвесе для $m_2 + m_1 = m_{\Sigma} = 2540$ кг

$$\begin{cases} m\ddot{q} + \beta\dot{q} + cq + m_{\text{и}}\ddot{x} = -m_{\text{и}}\ddot{z}_{\text{к}} \\ m_{\text{и}}\ddot{q} + m_{\Sigma}\ddot{x} + \beta_2 \dot{x} + c_2 x = -m_{\Sigma}\ddot{z}_{\text{к}} \end{cases} \quad (27a)$$

или, в операторно-матричной форме, —

$$\begin{pmatrix} mp^2 + \beta p + c & m_{\text{и}} p^2 & | & -m_{\text{и}} p^2 z_{\text{к}}(p) \\ m_{\text{и}} p^2 & m_{\Sigma} p^2 + \beta_2 p + c_2 & | & -m_{\Sigma} p^2 z_{\text{к}}(p) \end{pmatrix}. \quad (27b)$$

Определитель системы

$$\Delta = [m_{\Delta} p^4 + p^3(\beta_2 + \mu\beta) + p^2(c_2 + \mu c + \beta\beta_2 / m) + pc_2(\beta + \varepsilon\beta_2) / m + cc_2 / m] \cdot m, \quad (28)$$

где $m_{\Delta} = m_{\Sigma} - m_{\text{и}}^2 / m = 1776$ кг, $\mu = m_{\Sigma} / m = 2,9$; $\varepsilon = c / c_2 = 0,17$.

Частотное уравнение при $p = i\lambda$, $\beta_i = 0$ и частоты системы

$$\begin{aligned} \Delta_0 &= m_{\Delta} \lambda^4 - (c_2 + \mu c) \lambda^2 + cc_2 / m = 0, \\ &2m_{\Delta} \lambda_{1,2}^2 = \\ &= [(c_2 + \mu c) \mp \sqrt{(c_2 + \mu c)^2 - 4cc_2 m_{\Delta} / m}]. \end{aligned} \quad (29)$$

Для исходных данных (25, 28) имеем: $\nu = \sqrt{c / m} = 17 \text{ с}^{-1}$; $\nu_2 = \sqrt{c_2 / m_{\Sigma}} = 35,4 \text{ с}^{-1}$; $\lambda_{1,2}^2 = 142/610$, $\lambda_1 = 11,9 \text{ с}^{-1}$, $\lambda_2 = 24,7 \text{ с}^{-1}$.

Получена амортизированная система при ограниченных параметрах диссипации в пачке и шинах: $\beta = 1,4$; $\beta_2 = 7,8$ кНс/м. Причем частоты λ_1, λ_2 близки соответствующим частотам (16) квазиступенчатого подвеса коника с жесткой пачкой. Однако во втором случае диссипация в конике (21а) ощутимо выше, чем в пачке (25).

Передаточная функция радиальной деформации шин по матрице (27б) и Крамеру

$$\eta_x(p) = x(p) / z_k(p) = \frac{\Delta_x(p)}{\Delta(p)z_k(p)} =$$

$$= -p^2 m_\Sigma (\mu_0 p^2 + \beta p + c) / \Delta(p),$$

$$\mu_0 = 1 - m_{\text{ш}} / m_\Sigma = 0,68;$$

$$\beta_2 + \mu\beta = 1,5\beta_2, \quad \beta + \Sigma\beta_2 = 2\beta, \quad \beta \ll \beta_2.$$

Дисперсии деформации и реакции шин КП для спектра воздействия пути $S_k = D_{\text{ш}} v^3 / \omega^4$, $\mu = m_\Sigma / m = 2,9$; $\varepsilon = c / c_2$ и параметров инертности системы (28, 25):

$$D_x = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_x(i\omega)|^2 S_k(\omega) d\omega =$$

$$= D_{\text{ш}} v^3 \frac{m_\Sigma^2}{2\pi} \times$$

$$\times \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\mu_0^2 m^2 (i\omega)^4 + 2c\mu_0 m (i\omega)^2 + c^2}{|\Delta(i\omega)|^2} d\omega;$$

$$D_r = c_2^2 D_x = B_{\text{ш}} v^3 m_\Sigma^2 c \times$$

$$\times \frac{\beta(0,64/\varepsilon - 3,1 + 8,4\varepsilon) + \beta_2(2,8 + 0,9\varepsilon)}{0,9(\beta^2 + \beta_2^2 \varepsilon^2) + \beta\beta_2(1 + 8,4\varepsilon^2 - 4\varepsilon)}, \quad (30a)$$

$$D_r = \frac{D_{\text{ш}} v^3 m_\Sigma^2}{2} c \times$$

$$2\mu_0(\beta_2 + \mu\beta) - \mu_0^2(\beta_2 + \beta/\varepsilon) +$$

$$+ \frac{m_\Delta}{m} (\beta + \varepsilon\beta_2) - (\beta_2 + \mu\beta)(1 + \mu\varepsilon) \quad (30б)$$

$$\times \frac{m_\Delta / m (\beta + \varepsilon\beta_2)^2 + (\beta_2 + \mu\beta)^2 \varepsilon -}{m_\Delta / m (\beta + \varepsilon\beta_2)^2 + (\beta_2 + \mu\beta)^2 \varepsilon -}$$

$$- (\beta_2 + \mu\beta)(\beta + \varepsilon\beta_2)(1 + \mu\varepsilon)$$

Параметры жесткости C_i и диссипации здесь практически неуправляемы, но теоретически могут быть вычислены минимизацией дисперсии реакции шин (30). Для исходных их значений (25) среднеквадратическое значение реакции равно:

$$\sigma_r = 7,75 m_\Sigma \sqrt{B_{\text{ш}} v^3}. \quad (31)$$

Этот результат совпадает с меньшим решением (13б) шинного подвеса с жесткой пачкой. В итоге гибкость пачки при одноступенчатом шинном подвесе не оказывает ощутимого влияния на виброн нагруженность шин.

ВЫВОДЫ

Исследованы три структуры поддрессирования МТА с пачкой и получены одинаковые виброн нагруженности МТА и пути (почвы). Это объясняется значительными ограничениями (20) на отношения жесткости шин и подвеса коника. Если они не реализуются, то остается лучшим по конструктивному исполнению одноступенчатый шинный подвес с минимально возможной жесткостью. Это достигается заменой обычных шин широкопрофильными с низким давлением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варава В. И., Гусейнов Э. М. Снижение нагруженности колесных лесохозяйственных машин и лесной почвы. / В. И. Варава, Э. М. Гусейнов. СПб.: Изд-во СПб. гос. ун-та, 2005. 324 с.
2. Морозов С. И., Морозов В. С. Соударение тел. Контактная и универсальная теории удара. / С. И. Морозов, В. С. Морозов. Архангельск: Изд-во Архангельского государственного технического университета, 2007. 123 с.