

Величина удельного давления струи на древесину определится

$$F_{уд} = \frac{F_p}{f}, \quad (26)$$

где f — площадь струи в соответствующем сечении, мм².

Во всех этих формулах величина F означает силу, которая действует на поверхность, расположенную перпендикулярно оси струи. Как видно из формулы (25), результирующая сила, действующая на поверхность, не совпадает по направлению с осью струи, а образует с ней угол $\varphi - \alpha$ (рис. 1).

Из-за сложности вычисления скорости v_a производить расчеты по формуле (21) не совсем удобно, поэтому с помощью формул (4) и (13) приведем ее к виду

$$F_{II} = \left\{ \left[0,5 + 0,008 (\bar{l} - \bar{l}_m)^2 \right] \left(1 + \frac{\gamma_{оп}}{\gamma_B} \right) \frac{k M_a^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_a^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_a^2 \right)^{\frac{-1}{k-1}} P_0 + (P_a - P_H) \right\} f_a \sin \alpha \quad (27)$$

или, используя выражения (9), (13), (14), (20), к виду

$$F_{II} = \left\{ \beta \frac{P_{эa}}{P_a} \varepsilon (M_a) \frac{k M_a^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_a^2} P_0 + [\pi (M_a) P_0 - P_H] \right\} f_a \sin \alpha. \quad (28)$$

Зависимости (23), (24), (25), (26), (28) позволяют аналитическим путем вычислять силы, действующие на древесину при пневмоокорке (нормальную, касательную, равнодействующую) и величину удельного давления струи на преграду при различных режимах работы установки в зависимости от угла встречи струи с древесиной, расстояния между соплом и преградой, давления в ресивере и струенаправляющем аппарате.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Г. Н. Абрамович. Исследование турбулентных струй воздуха, плазмы и реального газа. Сборник статей, изд-во «Машиностроение», 1967. [2]. И. П. Гинзбург. Прикладная гидрогазодинамика. Ленинградский университет, 1958. [3]. И. П. Гинзбург. К вопросу о влиянии характеристик турбулентности на теплообмен сверхзвуковой струи с плоской преградой. Сб. «Тепло и массоперенос», т. 1, изд-во «Энергия», 1968. [4]. В. Е. Давидсон. Сборник задач по газовой динамике. Киевский университет, 1959.

Поступила 26 июля 1971 г.

УДК 629.1.44

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ СВИСАЮЩИХ КОНЦОВ ПАКЕТА ХЛЫСТОВ

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Размещение отдельных хлыстов и пакетов хлыстов или деревьев на транспортных системах или рабочих органах погрузочных машин может быть различным. Например, на лесовозном автопоезде, состоя-

щем из тягача и прицепа-ропуска, пакет хлыстов размещается на кониках тягача и прицепа при значительном расстоянии между ними. У челюстных погрузчиков и у валочно-трелевочных машин без прицепа с повалом дерева «на себя» расстояние между опорами невелико по сравнению со свисающими концами деревьев. Подобные схемы с опиранием (подвешиванием) хлыстов в центре возможны и в других случаях.

Характер колебаний хлыстов при этом отличается от колебаний при размещении хлыстов на опорах, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, как, например, на лесовозном автопоезде. Особенности характера колебаний пакета хлыстов оказывают сильное влияние на динамическую нагруженность машин и устойчивость их движения.

Рассмотрим колебания транспортной системы, перемещающей хлысты в полностью погруженном состоянии при размещении их вдоль продольной оси машины и малом расстоянии между опорами. Наиболее опасны для данной системы вертикальные и угловые перемещения упруго соединенных масс в продольной вертикальной плоскости. Расчетная схема для изучения колебаний, возникающих при движении машины, показана на рис. 1.

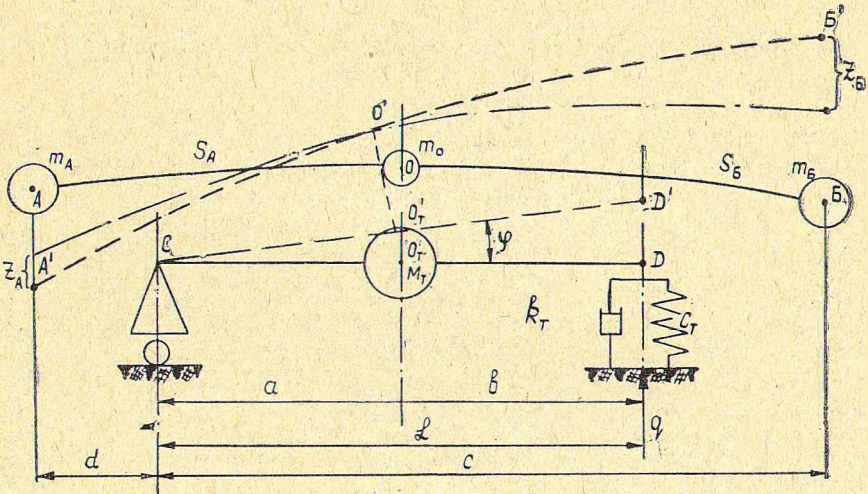


Рис. 1.

Подвеска машины принята полужесткой [3]. Упругие элементы считаем линейными. Вертикальная жесткость и коэффициент сопротивления подвески обозначены c_T и k_T . Неподрессоренные массы не учитываем. Масса машины M_T приведена к точке O_T . Масса пакета хлыстов разделена на три дискретные массы (m_A , m_O и m_B), размещенные в точках A , O и B [1]. Учитывая особенности размещения пакета, сечение, проходящее через точку O , считаем неподвижным.

Рассматриваемая система имеет три степени свободы: угловое перемещение корпуса машины φ ; вертикальные перемещения свисающих концов пакета Z_A и Z_B .

Процесс колебаний системы исследуется в предположении, что воздействие от неровностей пути передается на поддрессоренные массы через переднюю ось машины. Полученные на основании формул Ла-

гранжа дифференциальные уравнения, описывающие колебания системы, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + hL\dot{\varphi} + \omega_{\varphi}^2 L\varphi + \chi_1 \ddot{Z}_A + \chi_2 \ddot{Z}_B &= h\dot{q} + \omega_{\varphi}^2 \cdot q \\ \ddot{Z}_A + \omega_A^2 Z_A + d\ddot{\varphi} &= 0 \\ \ddot{Z}_B + \omega_B^2 Z_B + c\ddot{\varphi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где q — перемещение оси, вызванное неровностью пути;

L — база машины;

d — расстояние от точки A до опоры C машины;

c — расстояние от точки B до опоры C машины;

$h = \frac{k_{\tau} L}{I}$ — коэффициент сопротивления угловым перемещениям корпуса машины;

$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{c_{\tau} L}{I}}$ — парциальная частота угловых колебаний трактора (I — момент инерции системы относительно оси крена);

$\omega_A = \sqrt{\frac{S_A}{m_A}}$ — парциальная частота колебаний массы m_A ;

$\omega_B = \sqrt{\frac{S_B}{m_B}}$ — парциальная частота колебаний массы m_B ;

Жесткости S_A и S_B при изгибе свисающих концов пакета хлыстов определяются в предположении, что точка O неподвижна относительно машины.

Коэффициенты χ_1 и χ_2 равны

$$\chi_1 = \frac{d \cdot m_A}{I}; \quad \chi_2 = \frac{c \cdot m_B}{I}.$$

Из уравнений (1) с помощью преобразований Лапласа и Фурье [2] получено выражение амплитудной частотной характеристики продольно-угловых колебаний системы, с помощью которого может быть оценена продольная динамическая устойчивость машины.

Формула для определения амплитудной частотной характеристики имеет вид

$$|W_{\varphi}(i\omega)| = \sqrt{\frac{(a_1 \omega^6 + a_2 \omega^4 - a_3 \omega^2 + a_4)^2 + (-b_1 \omega^5 + b_2 \omega^3 - b_3 \omega)^2}{(c_1 \omega^4 - c_2 \omega^2 + c_3)^2 + (-d_1 \omega^5 + d_2 \omega^3 - d_3 \omega)^2}}, \quad (2)$$

где $a_1 = \chi_1 d + \chi_2 c - 1$;

$$b_1 = h \cdot L;$$

$$a_2 = \omega_{\varphi}^2 L + \omega_B^2 + \omega_A^2 - \chi_1 d \omega_B^2 - \chi_2 c \omega_A^2;$$

$$b_2 = h \cdot L (\omega_B^2 + \omega_A^2);$$

$$a_3 = (\omega_B^2 + \omega_A^2) \omega_{\varphi}^2 L + \omega_A^2 \cdot \omega_B^2;$$

$$b_3 = \omega_A^2 \cdot \omega_B^2 \cdot h \cdot L;$$

$$a_4 = \omega_A^2 \cdot \omega_B^2 \cdot \omega_{\varphi}^2 \cdot L;$$

$$c_1 = \omega_{\varphi}^2;$$

$$d_1 = h;$$

$$c_2 = (\omega_B^2 + \omega_A^2) \cdot \omega_{\varphi}^2;$$

$$d_2 = h (\omega_B^2 + \omega_A^2);$$

$$c_3 = \omega_A^2 \cdot \omega_B^2 \cdot \omega_{\varphi}^2;$$

$$d_3 = h \cdot \omega_A^2 \cdot \omega_B^2.$$

Имея амплитудную частотную характеристику $|W_{\varphi}(i\omega)|$, можно найти амплитуду угловых перемещений корпуса машины при любом характере воздействия пути [2]. При синусоидальном воздействии амплитуда φ равна

$$\varphi = H \cdot |W_{\varphi}(i\omega)|, \quad (3)$$

где H — высота неровности пути.

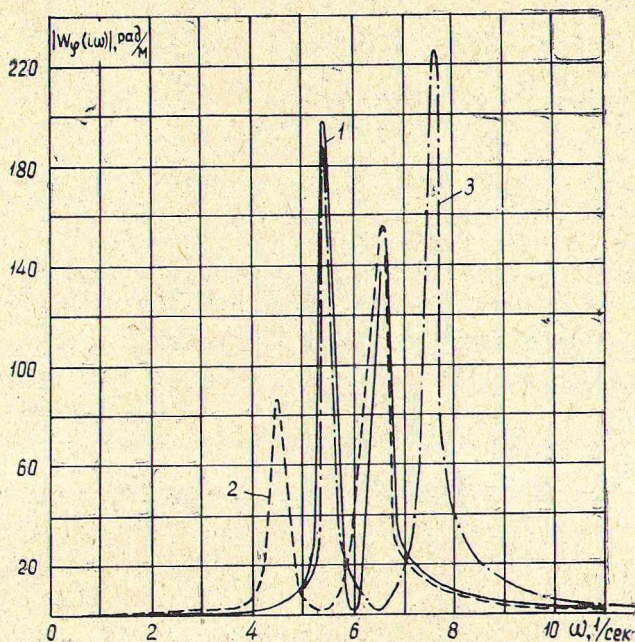


Рис. 2.

По формуле (2) были вычислены на ЭЦВМ «Минск-22» амплитудные частотные характеристики $|W_\varphi(i\omega)|$ при следующих исходных параметрах: $L = 2$ м; $d = 12,8$ м; $c = 8,2$ м; $h = 0,17$ 1/м·сек; $\omega_0^2 = 8,33$ 1/сек² м; $\chi_1 = 0,036$; $\chi_2 = 0,047$; $\omega_A^2 = 29,4$ 1/сек²; $\omega_B^2 = 44,1$ 1/сек².

Чтобы исследовать характер изменения угла продольного крена φ системы, в широких пределах варьировали ее исходные параметры, а также варианты размещения пакета по длине относительно машины, расстояние между опорами и др.

На рис. 2 приведена амплитудная характеристика $|W_\varphi(i\omega)|$ при исходных значениях параметров системы (кривая 1). Как видно из рисунка, кривая модуля имеет два резко выраженных максимума, обусловленных наличием собственных частот колебаний системы. При изменении жесткости пакета хлыстов, нагрузки, а также вида размещения деревьев на опорах изменяются как величины амплитуд максимумов кривых, так и частоты их проявления.

Так, при уменьшении ω_A^2 до 20 1/сек² (кривая 2), вместо 29,4 1/сек², абсолютная величина первого максимума значительно уменьшается (более чем вдвое). Кроме того, частота его проявления составляет 4,5 1/сек, вместо 5,4 1/сек. Величина второго максимума изменяется незначительно и проявляется на той же частоте 6,6 1/сек.

При возрастании частоты ω_B^2 до 60 1/сек² (кривая 3) увеличивается как первый, так и второй максимумы, оба они смещаются в сторону больших частот (первый — 5,4 1/сек, второй — 7,7 1/сек).

Исследования показали, что на продольную динамическую устойчивость машины значительно влияет гибкость пакета хлыстов. При определенном оптимальном значении жесткости свисающих концов пакета его влияние на динамику машины будет наименьшим.

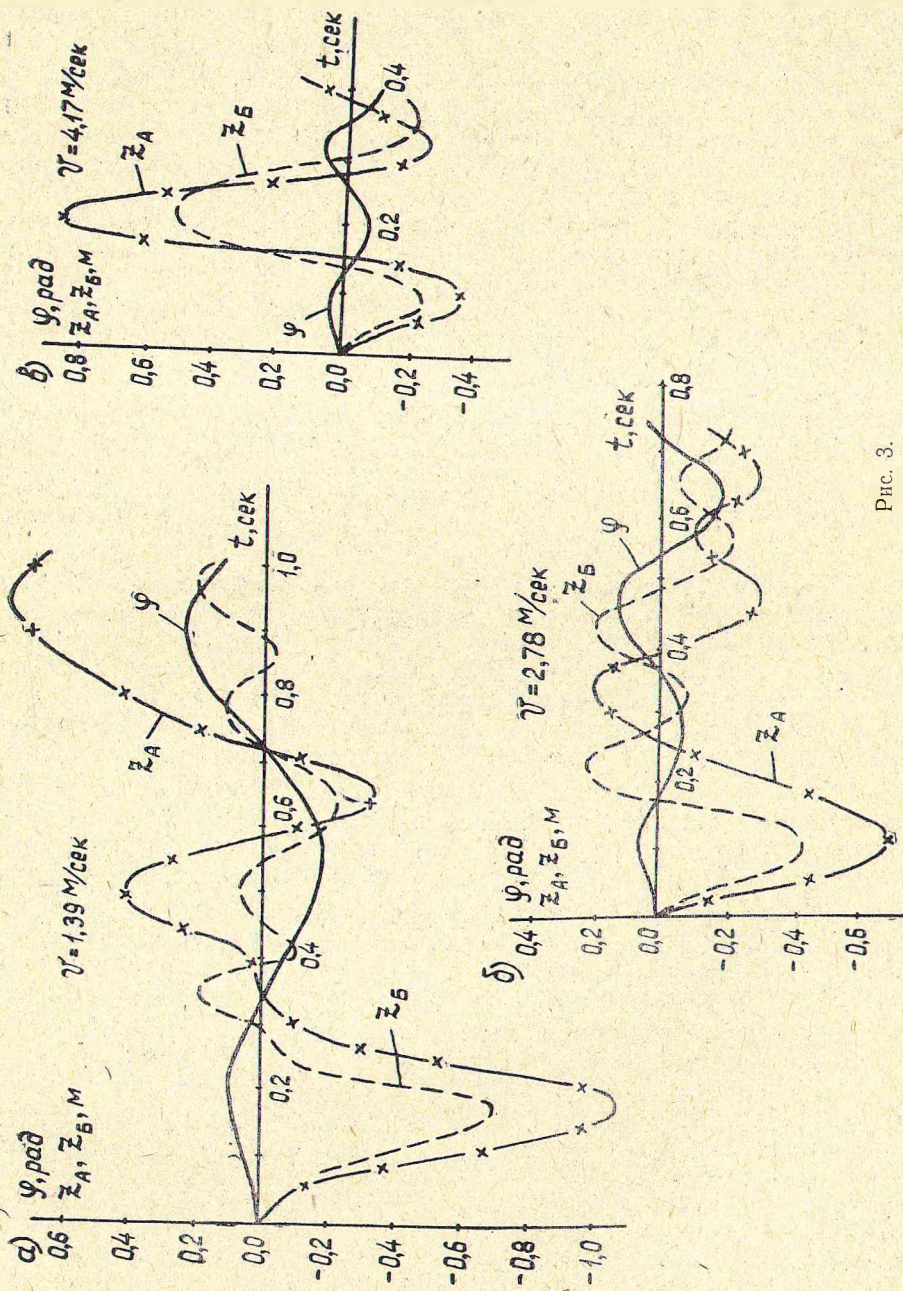


Рис. 3.

Большое влияние на характер колебаний системы оказывает длина площадки опирания хлыстов и характер их закрепления на машине, а также соотношение свисающих спереди и сзади машины концов деревьев (расстояния d и $c - L$).

С помощью изложенной методики, анализируя характер протекания амплитудных частотных характеристик для каждого конкретного случая, легко можно подобрать рациональное соотношение параметров системы. Зная $|W_{\varphi}(i\omega)|$, можно найти реакцию системы на воздействие при установившихся вынужденных колебаниях. В ряде случаев представляет также интерес исследование переходных процессов, то есть колебания системы в начальный период движения через неровности, когда имеющие место свободные колебания системы еще не затухли. Сложение форм вынужденных и собственных колебаний может дать интересный и неожиданный результат.

С целью исследования переходного процесса система уравнений (1) была решена на машине «Минск-22». Воздействие от пути принято синусоидальным, то есть

$$q = H \cdot \sin \omega t,$$

где $\omega = \frac{2\pi v}{s}$ (v — скорость движения машины; s — длина неровности).

В результате вычислений получены перемещения $\varphi = f(t)$, $Z_A = f(t)$, $Z_B = f(t)$ для разных скоростей движения при длине неровности 1 м и высоте 30 см (рис. 3).

Как видно из графиков, угол продольного крена машины изменяется периодически при постепенном возрастании амплитуды. С увеличением скорости максимальные значения угла φ уменьшаются. Наибольшее значение угла φ за рассматриваемый промежуток t равно $14^{\circ}54'$. На режиме установившихся вынужденных колебаний амплитуда угла φ для этой же скорости движения, вычисленная по формуле (3), составляет $10^{\circ}18'$. Кривые Z_A и Z_B носят изменчивый характер, особенно при скорости движения $1,39$ м/сек. С увеличением скорости движения колебания приближаются к периодическим.

В отличие от угла φ , при начале наезда на неровность перемещения Z_A и Z_B принимают отрицательные значения, что объясняется инерционностью системы. Время первого максимума для обеих реакций совпадает, при дальнейшем движении они сдвинуты по фазе.

Амплитуда первого максимума при скорости движения $1,39$ м/сек составляет 1,1 м для реакции Z_A и 0,7 м для Z_B . С увеличением скорости указанные амплитуды уменьшаются (рис. 3, а, б, в). На всем рассматриваемом промежутке t перемещения Z_A по абсолютной величине превосходят перемещения точки B пакета хлыстов.

Таким образом, перемещения свисающих концов пакета хлыстов могут быть значительны, что необходимо учитывать при проектировании параметров машины и, в частности, высоты опорных устройств. Кроме того, при изучении динамики лесотранспортных систем полезно рассматривать переходные процессы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Б. Г. Гастев, В. И. Мельников. Основы динамики лесовозного подвижного состава. Изд-во «Лесная промышленность», М., 1967. [2] А. А. Силзев. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. Машигиз, 1963. [3] С. П. Тимошенко. Колебания в инженерном деле. Физматгиз, 1959.