

максимального давления впрыска, продолжительности впрыска и увеличение запаздывания.

2. Изменение характеристик впрыска незначительно по сравнению с изменением цикловой подачи.

3. Таким образом, изменение характеристик впрыска при износе нагнетательного элемента не является главным и определяющим фактором при оценке технического состояния нагнетательного элемента. Прделанная работа дает основание утверждать, что характеристики впрыска топливного насоса с дозированием на нагнетании достаточно стабильны.

4. Сделанные выводы могут быть распространены и на другие насосы распределительного типа с дозированием на нагнетании, в частности, НД-21.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. И. П. Зубиетов. Исследования насосов распределительного типа. Труды НАТИ, вып. 127, М., 1960. [2]. Н. И. Кузнецов. Применение метода вырезанных лунок при исследовании износа прецизионных деталей. Сб. «Лесозэксплуатация», АЛТИ, Архангельск, 1967. [3]. Б. Н. Файнлейб. Экспериментальное определение закона подачи топлива. Труды ЦНИТА, вып. 5, 1960.

Поступила 23 мая 1968 г.

УДК 65.011.54 : 634.0.375.4

## К ВОПРОСУ О ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МЕХАНИЗМОВ НА ТРЕЛЕВКЕ ЛЕСА

*А. В. ЖУКОВ*

(Белорусский технологический институт)

Способ транспортировки хлыстов в полупогруженном состоянии в настоящее время наиболее распространен. Однако известны зарубежные (Тимберскиддер, Летурно) и отечественные (К-703) трелевочные тракторы, оснащенные арочным устройством и перемещающие пакет в полуподвешенном состоянии. Рациональность применения той или иной схемы трелевки тесно связана с вопросами динамики [1].

Одним из основных критериев оценки работоспособности трелевочной машины является динамическая устойчивость и надежность при работе в условиях неровного пути, особенно характерного для лесосеки.

С этой точки зрения важен вопрос о поперечной устойчивости машин. Обычно при расчетах рассматривают только статическую устойчивость трелевочных машин без учета дополнительных динамических отклонений подрессоренных масс. Решение вопроса, связанного с поперечно-угловыми динамическими отклонениями машины, позволяет квалифицированно оценить различные варианты машин на подвозке леса в условиях лесосеки, а также дает возможность правильно подобрать параметры подвески, наиболее целесообразные конструктивные размеры (например, высоту подвешивания груза), объем пачки, скорости движения и т. д.

Обычно задача по оценке динамической поперечной устойчивости машин сводится к определению угла отклонения подрессоренных масс динамической системы при переезде их через неровности пути.

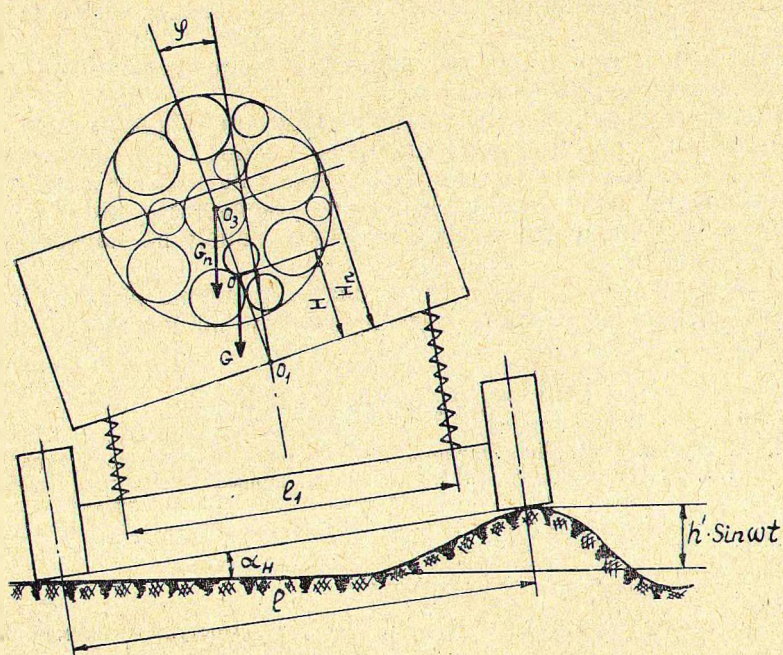


Рис. 1. Схема поперечно-угловых колебаний при трелевке пакета в полупогруженном состоянии.

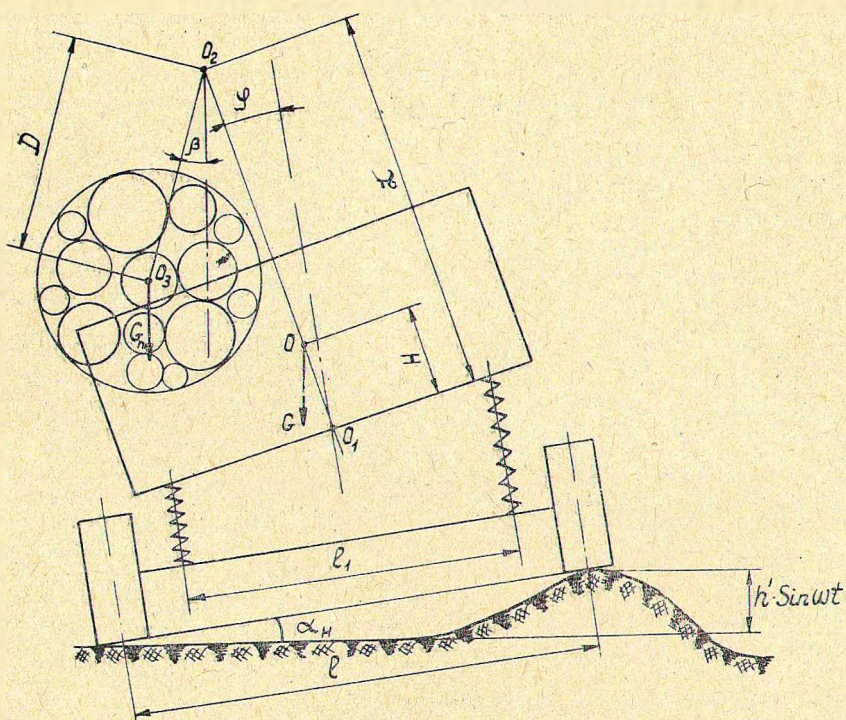


Рис. 2. Схема поперечно-угловых колебаний при трелевке пакета в полуподвешенном состоянии.

Рассмотрим известные схемы трелевки хлыстов (рис. 1 и 2) в полупогруженном и полуподвешенном состоянии. Профиль неровностей с известным приближением принимаем синусоидальным, то есть возмущающая сила

$$Q(t) = H \cdot \sin \omega t.$$

При решении задачи приняты некоторые допущения: колебания подрессоренной массы происходят вокруг оси крена  $O_1$ , которая определяется кинематикой подвески [2], подвеска не имеет ограничителей, амортизаторы отсутствуют, характеристика рессор линейная.

Колебания системы, показанной на рис. 1, описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$\ddot{\varphi} + p^2 \cdot \varphi = \frac{1}{b} q \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

$$\text{где } p^2 = \frac{c_p \frac{l_1^2}{2} \xi - GH - G_n H_n}{b}; \quad b = I_\tau + I_n; \quad q = \frac{c_p \cdot l_1^2 \cdot a_n}{2}.$$

В выражениях для  $p^2$ ,  $b$ ,  $q$  приняты следующие обозначения:

- $I_\tau, I_n$  — моменты инерции соответственно подрессоренной массы трактора и пачки относительно оси крена и оси, проходящей через пачку точку  $O_1$  и центр касания пачки с землей;
- $c_p$  — вертикальная жесткость рессоры;
- $l_1$  — расстояние между рессорами;
- $\xi$  — число осей;
- $G, G_n$  — вес соответственно подрессоренной массы трактора и вес пакета, приходящийся на трактор;
- $H, H_n$  — расстояния соответственно от горизонтальной оси крена до центра тяжести подрессоренной массы трактора и до оси пакета, то есть точки  $O_3$  (рис. 1);
- $a$  — разность деформаций рессор при переезде через неровность ( $a = \frac{l_1}{2} \alpha_n \cdot \sin \omega t$ ).

Согласно общеизвестному решению уравнения (1), при входе системы в резонанс ( $p = \omega$ ) вынужденные колебания системы, изображенной на рис. 1, выразятся следующим образом (при  $t = \frac{\pi}{p}$ ):

$$\varphi_{max} = \frac{c_p \cdot l_1^2 \cdot \alpha_n \cdot \pi}{4 \left( c_p \frac{l_1^2}{2} \xi - GH - G_n H_n \right)}. \quad (2)$$

Как видно из формулы (2),  $\varphi$ , переходя от отрицательных значений к положительным, будет неограниченно возрастать с увеличением  $t$ .

В действительности при наличии сопротивлений вынужденные колебания не увеличивают безгранично своей амплитуды. При действии амортизаторов максимальный угол раскочки для рассматриваемой системы (рис. 1) составит

$$\varphi_{max} = \frac{\alpha_n}{\gamma \left( \xi - \frac{GH + G_n H_n}{c_p \frac{l_1^2}{2}} \right)}, \quad (3)$$

где  $\gamma = \frac{\mu_n \cdot d^2}{2(I_\tau + I_n)p}$  ( $\mu_n$  — коэффициент сопротивления амортизатора,  $d$  — расстояние между амортизаторами).

Частота резонансных колебаний системы определяется по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot p \quad (4)$$

и резонансная скорость движения

$$v_{рез} = 7,2 \cdot s \cdot f \text{ км/час,}$$

где  $s$  — длина неровности, м.

Перейдем к рассмотрению системы с арочным устройством (рис. 2). Эта система, в отличие от первой, имеет две степени свободы, которые характеризуются двумя обобщенными координатами  $\varphi$  и  $\beta$ .

Выразим соответствующими формулами кинетическую и потенциальную энергию и, применив уравнение Лагранжа, после преобразований для системы, представленной на рис. 2, получаем следующие дифференциальные уравнения, описывающие ее поперечно-угловые колебания:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{\varphi} + a_{12}\ddot{\beta} + c_{11}\varphi &= q \cdot \sin \omega t \\ a_{12}\ddot{\varphi} + a_{22}\ddot{\beta} + c_{22}\beta &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{где } a_{11} &= I_{\tau} + \frac{G'_n}{9g} (D + L)^2; \quad c_{11} = \epsilon_p \frac{l_1^2}{2} \xi - GH - G_n H_n \\ a_{22} &= I_n^{02} + \frac{G'_n}{9g} D^2; \quad c_{22} = G_n D \\ a_{12} &= D \frac{G'_n}{9g} (1 + L); \quad c_{12} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

здесь  $I_n^{02}$  — момент инерции пачки хлыстов относительно оси, проходящей через точку  $O_2$  и центр касания пачки с землей;  
 $D$  — высота подвески пачки ( $D = L - H_n$ );  
 $L$  — расстояние от оси крена до точки подвеса  $O_2$ ;  
 $G'_n$  — полный вес пачки.

Для определения вынужденных колебаний, то есть частного решения системы (5), запишем дифференциальные уравнения движения системы в главных координатах

$$\ddot{Q}_{\varphi} + k_1^2 Q_{\varphi} = \frac{q \cdot \sin \omega t}{a_1} \beta; \quad \ddot{Q}_{\beta} + k_2^2 Q_{\beta} = \frac{q \cdot \sin \omega t}{a_2} \beta_2, \quad (7)$$

где  $Q_{\varphi}$  и  $Q_{\beta}$  — главные координаты;

$a_i$  — коэффициент, равный  $a_{11} \beta_i^2 + 2a_{12} \beta_i + a_{22}$  ( $i = 1, 2$ );

$\beta_i$  — коэффициент форм главных колебаний.

Связь между исходными неизвестными  $\varphi$  и  $\beta$  и главными координатами следующая:

$$\varphi = \beta_1 \cdot Q_{\varphi} + \beta_2 \cdot Q_{\beta}; \quad \beta = Q_{\varphi} + Q_{\beta}. \quad (8)$$

Частоты главных колебаний  $k_1$  и  $k_2$  определяют при общем решении однородной системы. Коэффициенты форм главных колебаний находятся по формулам

$$\beta_1 = \frac{a_{12}}{a_{11}} \cdot \frac{k_2^2}{n_1^2 - k_1^2}; \quad \beta_2 = \frac{a_{12}}{a_{11}} \cdot \frac{k_1^2}{n_1^2 - k_2^2},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — парциальные частоты.

Как видно, задача сводится к нахождению частных решений двух не зависящих друг от друга дифференциальных уравнений (7) и переходу от главных координат к исходным неизвестным по уравнениям (8).

В рассматриваемом случае явление резонанса имеет место при совпадении одной из частот главных колебаний  $k_1$  или  $k_2$  с частотой возмущающей силы  $\omega$ .

При  $t_i = \frac{\pi}{k_i}$  в условиях резонанса имеем

$$(k_1 = \omega), \quad \varphi = \frac{c_p l_1^2 \cdot a_n \cdot \pi}{4a_1 \cdot k_1} \beta_1^2; \quad \beta = \frac{c_p \cdot l_1^2 \cdot a_n \cdot \pi}{4a_1 \cdot k_1} \cdot \beta_1. \quad (9)$$

$$(k_2 = \omega), \quad \varphi = \frac{c_p \cdot l_1^2 \cdot a_n \cdot \pi}{4a_2 \cdot k_2} \cdot \beta_2^2; \quad \beta = \frac{c_p \cdot l_1^2 \cdot a_n \cdot \pi}{4a_2 \cdot k_2} \cdot \beta_2. \quad (10)$$

Частоты резонансных колебаний и резонансные скорости движения определяют по формулам, аналогичным приведенным для системы, показанной на рис. 1.

Анализ выражений коэффициентов форм главных колебаний указывает на то, что всегда  $\beta_1 > 0$  и  $\beta_2 < 0$ , то есть при главном колебании низшей частоты  $k_1$  знаки  $\varphi$  и  $\beta$  одинаковы, а при главном колебании высшей частоты различны. В первом случае обе массы отклоняются одновременно по одну сторону от вертикали, причем отношение углов отклонения остается постоянным ( $\varphi^{(1)} = \beta_1 \cdot \beta^{(1)}$ ); во втором — по разные стороны вертикали при неизменном отношении углов  $\varphi$  и  $\beta$ . Из формул (9) и (10) видно, что  $\varphi < \beta$  при  $\beta_1 < 1$  и  $k_1 = \omega$  и  $\varphi < \beta$  при  $\beta_2 < -1$  и  $k_2 = \omega$ .

В качестве примера рассмотрим движение трелевочной машины при следующих расчетных параметрах:  $G = 5000$  кг;  $G'_n = 5000$  кг;  $G_n = 3300$  кг;  $I_T = 10^3$  кг см сек<sup>2</sup>;  $I_n^{02} = 6 \cdot 10^3$  кг см сек;  $c_p = 180$  кг/см;  $\xi = 2$ ;  $L = 140$  см;  $H = 92$  см;  $H_n = 35$  см;  $l_1 = 100$  см;  $l = 210$  см. Высоту неровности синусоидального профиля принимаем равной 20 см.

При первом варианте трелевки максимальный угол раскачки  $\varphi_{max}$  подрессоренных масс ( $p = \omega$ ), подсчитанный по формуле (2), составил  $10^\circ$  при скорости движения  $v_{рез} = 23,3$  км/час; во втором резонансных скоростей движения две: при  $k_1 = \omega$   $v_{рез} = 5$  км/час; при  $k_2 = \omega$   $v_{рез} = 7,7$  км/час. Первой скорости движения соответствуют отклонения  $\varphi = 22^\circ$  и  $\beta = 30^\circ$ , второй —  $\varphi = 30^\circ$  и  $\beta = 45^\circ$ . Частоты главных колебаний (как низшая, так и высшая) для второго варианта ниже, чем частота собственных колебаний первой системы:  $k_1 = 4,35$  1/сек;  $k_2 = 6,74$  1/сек;  $p = 20,2$  1/сек. Коэффициенты форм главных колебаний равны:  $\beta_1 = 0,74$ ;  $\beta_2 = -0,66$ .

Как видно из приведенного примера, угловые отклонения подрессоренных масс трелевочных машин при переезде единичной неровности могут быть значительными, поэтому при расчетах поперечной устойчивости ими пренебрегать нельзя.

Наличие амортизаторов в подвеске несколько снижает размах колебаний. Так, для первой схемы трелевки при относительном коэффициенте гашения  $\gamma = 0,5$  максимальный угол раскачки, подсчитанный по формуле (3), составит не  $10^\circ$ , а  $8^\circ$ .

Пользуясь приведенной методикой и формулами, нетрудно произвести расчет необходимого уширения колеи, выбрать рациональную высоту подвешивания груза и т. д. для обеспечения надежной поперечной устойчивости трактора, что особенно важно при трелевке на крутых склонах.

Учет динамики трелевочных машин позволяет более точно произвести расчет деталей ходовой системы на прочность, наметить меры по снижению нагрузок в ее узлах и т. д.

Изложенные материалы могут оказаться полезными при разработке новых схем трелевочных механизмов для разных условий эксплуатации.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. С. Ф. Орлов. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. Гослесбумиздат, 1963. [2]. Р. В. Ротенберг. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.

Поступила 3 июня 1968 г.