

УДК 630\*377.44

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ «ПОТЕРЬ» ЭНЕРГИИ, ВЫЗВАННЫХ ВЫНУЖДЕННЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ГУСЕНИЧНОГО ЛЕСНОГО ТРАКТОРА

А. В. ЕРХОВ

Московский лесотехнический институт

Движение колесных и гусеничных машин по неровной дороге сопровождается «потерей» энергии, которая затрачивается на преодоление дополнительного сопротивления движению, появляющегося в результате колебания машины.

Эта потеря энергии может достигать значительной величины. Экспериментально установлено, что при движении автомобиля по булыжной мостовой со скоростью от 20 до 40 км/ч сопротивление движению на 38 % выше, чем на ровной дороге [2]. Соответственно возрастают и энергозатраты на передвижение машины. Для гусеничного трактора КПД  $\eta_f$ , характеризующий затраты энергии на передвижение по неровной дороге, снижается на 10...13 % [5.]

До настоящего времени исследованиям дополнительных потерь энергии, вызванных движением машины по неровной дороге, уделялось недостаточное внимание. Совсем не проводились такие исследования для гусеничных лесных машин. Не рассматривалось дополнительное сопротивление движению, вызывающее энергопотери, и факторы, на него влияющие. В связи с этим, важно изучить процесс появления сил, вызывающих дополнительные затраты энергии при движении трактора по неровной дороге, оценить степень влияния на них условий движения и параметров машины, найти пути уменьшения потерь энергии.

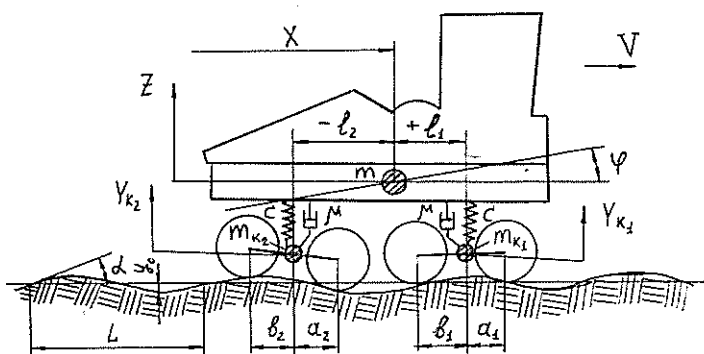
В настоящей работе выполнен теоретический анализ процесса формирования переменного сопротивления движению по дороге с неровностями для гусеничной лесной машины, имеющей упруго-балансируемую подвеску, и установлена природа дополнительной силы, вызывающей потерю энергии.

Поставленную задачу решаем с учетом влияния переменного уклона микропрофиля пути. В ряде работ по исследованию сопротивления движению влиянием уклона пренебрегали [6] или принимали допущение, что уклон  $\operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha \approx \alpha$  [1] (где  $\alpha$  — переменный угол наклона профиля неровности).

Эти упрощения приводят к искажению аналитического описания процесса формирования переменного сопротивления движению, что не позволяет определить дополнительную силу, вызывающую энергопотери.

Для исследования используем динамическую модель, эквивалентную лесному гусеничному трактору ТДТ-55А. Профиль неровностей дороги, по которой осуществляется движение, изменяется по закону  $y = y_0 \sin \omega t$ . В этой зависимости:  $y$  — текущее значение высоты неровности;  $y_0$  — половина высоты неровности;  $\omega$  — частота;  $t$  — время.

В работе приняты следующие допущения: система поддрессоривания — симметричная линейной характеристике; влияние гусениц и трансмиссии не учитываем; сила сопротивления подвески, возникающая при перемещении каретки относительно корпуса трактора, пропорциональна скорости этого перемещения; упруго-демпфирующие свойства передней и задней подвесок одинаковы; скорость  $V$  движения трактора



Расчетная схема, эквивалентная системе гусеничный трактор — дорога.

постоянна; масса каретки  $m_{kj}$  сосредоточена в точке крепления балансира к рычагу; коэффициент сопротивления качению  $f$  не изменяется; буксование отсутствует.

В целях упрощения последующего анализа приведем заблокированную подвеску трактора ТДТ-55А к индивидуальной. Для этого сложим вертикальные перемещения катков  $y_i = y_0 \sin(\omega t + 2\pi \frac{\Delta l_i}{L})$  и найдем перемещение каретки в точке опоры рессоры.

Для передней каретки это перемещение

$$Y_{k1} = y_0 \lambda_{k1} \sin(\omega t + \gamma_1), \quad (1)$$

где  $\lambda_{k1}$  — коэффициент влияния размеров каретки;

$\gamma_1$  — фазовый угол сдвига функции  $Y_{k1}$  относительно  $\sin \omega t$ .

Значения  $\lambda_{k1}$  и  $\gamma_1$  могут быть определены из следующих выражений:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\beta_1 \sin 2\pi \frac{\Delta l_1}{L} + \beta_2 \sin 2\pi \frac{\Delta l_2}{L}}{\beta_1 \cos 2\pi \frac{\Delta l_1}{L} + \beta_2 \cos 2\pi \frac{\Delta l_2}{L}}; \quad (2)$$

$$\lambda_{k1} = \sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2 + 2\beta_1\beta_2 \cos 2\pi \frac{a_1 + b_1}{L}}, \quad (3)$$

где

$$\Delta l_1 = l_1 + a_1; \quad \Delta l_2 = l_1 - b_1;$$

$$\beta_1 = \frac{b_1}{a_1 + b_1}; \quad \beta_2 = \frac{a_1}{a_1 + b_1}.$$

Смысл геометрических величин  $y_0$ ,  $l_1$ ,  $a_1$ ,  $b_1$  и  $L$  понятен из рисунка. Значение  $\lambda_{k2}$  и  $\gamma_2$  для задней каретки определяется аналогичным образом. Для трактора ТДТ-55А коэффициент  $\lambda_{k1} = \lambda_{k2}$ .

При движении трактора по неровной дороге уравнение тягового баланса с учетом влияния переменного уклона неровностей имеет следующий вид [3]:

$$P_k = \sum_{j=1}^2 [(G_{стj} + P_{инj} + P_{нj})(f + \operatorname{tg} \alpha_{kj})], \quad (4)$$

где

$P_k$  — касательная сила тяги;  
 $G_{стj}$  — статическая нагрузка на дорогу под  $j$ -той кареткой;

- $P_{инj}$  — инерционная сила  $j$ -той каретки;  
 $P_{пj}$  — динамическая сила в подвеске  $j$ -той каретки, вызванная деформацией рессоры и сопротивлением подвески;  
 $f$  — коэффициент сопротивления качению;  
 $\text{tg } \alpha_{kj}$  — переменный уклон условного микропрофиля пути, полученного после приведения блокированной подвески к индивидуальной.

Правая часть уравнения (4) представляет собой полное сопротивление движению трактора. В формировании этой силы участвуют шесть составляющих сопротивления движению, появление которых вызвано различными причинами.

Рассмотрим подробнее величины, входящие в выражение (4).

Инерционные и динамические силы можно определить из уравнений

$$P_{инj} = 2m_{kj} \ddot{Y}_{kj} = -2m_{kj} \omega^2 \lambda_{kj} y_0 \sin(\omega t + \gamma_j); \quad (5)$$

$$P_{пj} = 2cf_j + 2\mu f_j, \quad (6)$$

где  $c$  и  $\mu$  — приведенные жесткость и коэффициент сопротивления подвески.

В уравнении (6) дополнительная деформация рессоры, вызванная колебанием корпуса трактора при движении по неровностям, определяется зависимостью:

$$f_j = Y_{kj} - Z - \varphi l_j, \quad (7)$$

где  $Z$  — вертикальное перемещение центра тяжести корпуса трактора;

$\varphi$  — угловое перемещение корпуса трактора;

$l_j$  — расстояние от центра тяжести корпуса до  $j$ -той упругой опоры.

Для определения скорости относительного перемещения каретки в точке крепления рессоры и корпуса трактора возьмем производную от  $f_j$

$$f_j^{\cdot} = \dot{Y}_{kj} - \dot{Z} - \dot{\varphi} l_j. \quad (8)$$

Вертикальное и угловое перемещения корпуса  $Z$  и  $\varphi$  находим при решении системы дифференциальных уравнений вынужденных колебаний корпуса трактора [4].

Частные решения этой системы уравнений имеют следующий вид:

$$Z = M_z \cos \omega t + N_z \sin \omega t; \quad (9)$$

$$\varphi = M_\varphi \cos \omega t + N_\varphi \sin \omega t.$$

Формулы для определения коэффициентов  $N_z$ ,  $M_z$ ,  $N_\varphi$ ,  $M_\varphi$  приведены в работе [4].

После подстановки и преобразований получим выражение динамической силы в подвеске  $j$ -той каретки в иной форме

$$P_{пj} = 2y_0 \lambda_{kj} (S_j \sin \omega t + D_j \cos \omega t), \quad (10)$$

где

$$D_j = cB_j + \mu \omega A_j; \quad S_j = cA_j - \mu \omega B_j;$$

$$A_j = \cos \gamma_j - 0,5 l_j \sum_1^2 l_j \sin \gamma_j N'_\varphi - 0,5 \sum_1^2 \cos \gamma_j N'_z;$$

$$B_j = \sin \gamma_j - 0,5 l_j \sum_1^2 l_j \sin \gamma_j M'_\varphi - 0,5 \sum_1^2 \cos \gamma_j M'_z; \quad (11)$$

$$M'_z = \frac{-2b_z \omega^3}{(k_z^2 - \omega^2)^2 + 4b_z^2 \omega^2}; \quad N'_z = \frac{(k_z^2 - \omega^2)k_z^2 + 4b_z^2 \omega^2}{(k_z^2 - \omega^2)^2 + 4b_z^2 \omega^2};$$

$$M'_\varphi = \frac{(k_\varphi^2 - \omega^2)k_\varphi^2 + 4b_\varphi^2 \omega^2}{(k_\varphi^2 - \omega^2)^2 + 4b_\varphi^2 \omega^2}; \quad N'_\varphi = \frac{2b_\varphi \omega^3}{(k_\varphi^2 - \omega^2)^2 + 4b_\varphi^2 \omega^2}.$$

Формулы для нахождения  $2b_z$ ,  $k_z^2$ ,  $2b_\varphi$  и  $k_\varphi^2$  приведены в работе [4].

Как уже отмечалось, большое влияние на формирование сопротивления движению оказывает переменный уклон микропрофиля пути. Функцию  $\operatorname{tg} \alpha_{kj}$ , которая определяет уклон условной неровности под  $j$ -той кареткой, удобнее всего выразить следующей зависимостью:

$$\operatorname{tg} \alpha_{kj} = \frac{\partial Y_{kj}}{\partial X} = \frac{\dot{Y}_{kj}}{V} = y_0 \frac{2\pi}{L} \lambda_{kj} \cos(\omega t + \gamma_j). \quad (12)$$

Данная формула позволяет представить  $\operatorname{tg} \alpha_{kj}$  в виде периодически изменяющейся величины. Такой подход дает возможность провести поэлементный анализ уравнения (4). Подставив в него выражения для  $P_{\text{ин}j}$  (5),  $P_{\text{п}j}$  (10) и  $\operatorname{tg} \alpha_{kj}$  (12) и проделав тригонометрические преобразования, окончательно получим уравнение тягового баланса в следующей форме:

$$P_k = G_{\text{тр}} f + K_0 \sin(\omega t + \xi) + T_0 \sin(2\omega t + \delta) + \Delta P. \quad (13)$$

Уравнение (13) раскрывает структуру полного сопротивления движению гусеничного трактора по неровной дороге. В этом уравнении:

$G_{\text{тр}} f = P_f$  — сопротивление качению трактора по ровной дороге;

$K_0 \sin(\omega t + \xi)$  — переменная составляющая сопротивления движению, изменяющаяся с частотой вынужденных колебаний трактора;

$T_0 \sin(2\omega t + \delta)$  — переменная составляющая сопротивления движению, изменяющаяся с частотой, равной удвоенной частоте вынужденных колебаний трактора;

$\Delta P$  — дополнительное сопротивление движению.

Попутно отметим: переменные составляющие сопротивления движению, изменяющиеся с амплитудами  $T_0$  и  $K_0$ , вызывают в трансмиссии трактора колебания и могут быть использованы для расчетов ее динамической нагруженности. В связи с ограниченным объемом статьи формулы для определения  $T_0$ ,  $K_0$ ,  $\xi$  и  $\delta$  не приведены.

Дополнительное сопротивление движению определяет выражение

$$\Delta P = 2\pi \frac{y_0^2}{L} \lambda_{kj}^2 \left( \sum_{j=1}^2 D_j \cos \gamma_j - \sum_{j=1}^2 S_j \sin \gamma_j \right), \quad (14)$$

полученное в результате преобразования суммы произведений  $\sum_{j=1}^2 P_{\text{п}j} \operatorname{tg} \alpha_{kj}$  в уравнении (4).

Эта сила представляет собой постоянную часть горизонтальной реакции неровностей дороги от действия динамических сил  $P_{\text{п}j}$  в подвеске трактора.

Работа сил, входящих в уравнение (13), совершаемая за один период колебаний на длине  $L$  одной волны неровностей, равна:

$$A = \int_0^L P_k dx = \int_0^L G_{\text{тр}} f dx + \int_0^L K_0 \sin(\omega t + \xi) dx +$$

$$+ \int_0^L T_0 \sin(2\omega t + \delta) dx + \int_0^L \Delta P dx, \quad (15)$$

где  $\omega t = \frac{2\pi V}{L} t = \frac{2\pi}{L} x$ ;

$x = Vt$  — длина пути.

Проинтегрировав это выражение, легко убедиться, что работа гармонически изменяющихся составляющих сопротивления движению трактора по неровной дороге равна нулю, тогда:

$$A = P_k L = G_{\text{тр}} f L + \Delta P L. \quad (16)$$

Поскольку совершаемую работу в единицу времени определяет мощность, окончательно можно записать:

$$N_k = G_{\text{тр}} f V + \Delta P V = N_f + \Delta N, \quad (17)$$

где  $N_k$  — мощность, подводимая к движителю;  
 $G_{\text{тр}} f V = N_f$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению трактора по ровной дороге;  
 $\Delta P V = \Delta N$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению от неровностей дороги.

Энергопотери могут быть также выражены в виде добавочного коэффициента сопротивления движению от неровностей дороги

$$f_d = \frac{\Delta P}{G_{\text{тр}}}. \quad (18)$$

Тогда полные энергозатраты на движение трактора по неровной дороге определяются коэффициентом

$$f_n = f + f_d. \quad (19)$$

Таким образом, в результате теоретического исследования получены аналитические зависимости, позволяющие определить дополнительный расход энергии при движении лесного трактора по неровной дороге для любых условий движения и параметров его динамической системы.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Андрийчук А. Ф. Исследование влияния неровностей дороги на формирование сопротивления движению лесовозного автопоезда: Дис. ... канд. техн. наук.— Львов, 1977.— 142 с. [2]. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность — машина/ Пер. с англ.— М.: Машиностроение, 1973.— 520 с. [3]. Дмитриев А. А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин.— М.: Машиностроение, 1976.— 206 с. [4]. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин.— М.: Машиностроение, 1975.— 448 с. [5]. Ковалев Ю. Л. Некоторые вопросы динамики трелевочного трактора ТДТ-60: Дис. ... канд. техн. наук.— Свердловск, 1967.— 128 с. [6]. Костокрыз С. Г. Некоторые вопросы исследования колебаний трелевочного трактора ТДТ-55: Дис. ... канд. техн. наук.— Минск, 1969.— 158 с.

Поступила 24 января 1985 г.

УДК 625.142.212.001.24

### УЗКОКОЛЕЙНАЯ ШПАЛА НА УПРУГОМ ПОЛУПРОСТРАНСТВЕ

Н. Н. БУТОРИН, А. П. ЕЛИСЕЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Применяемый ныне способ расчета железнодорожных шпал основан на гипотезе постели, согласно которой осадка шпалы в каждой точке пропорциональна интенсивности давления шпалы на основание в