

Александров Е.Е., Пидашов В.В.

ВЛИЯНИЕ ГУСЕНИЦЫ НА ДИНАМИКУ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

При исследовании динамики гусеничной машины важным фактором, определяющим точность получаемых результатов, является учёт влияния натяжения гусеничного обвода. Гусеница позволяет не только повысить проходимость машины, но и, являясь гибкой связью, ограничивает перемещение опорных катков при движении по неровностям. При анализе работы гусеницы будем различать свободный участок, состоящий из рабочего и свободного провисающего, и разостланный на грунте опорный участок. Предполагаем, что гусеница является деформируемой в продольном направлении с нелинейной зависимостью между растягивающим усилием T и удлинением Δl . Удлинение Δl_1 одного трака достаточно точно представляется параболической зависимостью в широком диапазоне изменения T [1]:

$$\Delta l_1 = c_1 T + c_2 T^2. \quad (1)$$

Для гусеницы с открытыми шарнирами коэффициенты c_1 и c_2 положительны, т.е. податливость гусеницы возрастает с увеличением натяжения. Для гусениц с резинометаллическими шарнирами $c_2 < 0$, следовательно, её податливость уменьшается с ростом натяжения T . Большое натяжение гусеницы, особенно с резинометаллическими шарнирами, оказывает значительное влияние на реакции, действующие со стороны грунта на крайние опорные катки, уменьшая их на соответствующие величины. Будем исходить из общепринятых предположений, согласно которым натяжение гусеницы под крайним катком равно натяжению гусеницы соответствующего наклонного участка гусеницы. Запишем условие равновесия первого опорного катка и балансира:

$$-c_T (\psi_{01} + \psi_1 - \varphi) + R_{z1} R_a \cos(\beta_1 - \psi_1) + R_{x1} R_a \sin(\beta_1 - \psi_1) + Q_1 R_a \sin\left(90^\circ - \beta_1 + \left(\frac{\alpha_1}{2} - \frac{\theta_1}{2}\right)\right) - P_{a1} R_a \sin(\delta_1) = 0, \quad (2)$$

где c_T – жёсткость торсионного вала на кручение, ψ_{01} и ψ_1 – углы предварительной и текущей закрутки торсиона первой подвески, φ – продольный угол поворота машины, R_{z1} и R_{x1} – вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта R_1 , действующие на опорный каток и проходящие через его центр, R_a – длина балансира, β_1 – угол между балансиром и горизонталью в статике, α_1 – угол наклона передней ветви, θ_1 – переменная часть угла α_1 , возникающая вследствие движения машины по неровностям, P_{a1} – усилие, обусловленное действием амортизатора (если установлен), δ_1 – угол между балансиром и осью амортизатора, изменяющийся в зависимости от динамического хода первого опорного катка Z_1 , $Q_1 = 2T_1 \sin(0,5(\alpha_1 - \theta_1))$ – равнодействующая натяжения T_1 , приложенная к катку и проходящая через его центр [2]. Вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта, действующие на опорный каток, могут быть представлены в виде:

$$R_{z1} = R_1; \quad R_{x1} = R_{z1} \left(\frac{dq_1}{dx_1} + F_{\text{а\ddot{o}o\acute{i}\delta} } \right), \quad (3)$$

где dq_1/dx_1 – скорость изменения высоты неровности под первым опорным катком, $F_{\text{грунт}}$ – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного катка по гусенице.

После подстановки в условие равновесия (2) соотношений (3) получим выражение для R_{z1} :

$$R_{z1} = \frac{\frac{c_T}{R_d} (\psi_{01} + \psi_1 - \phi) + P_{a1} \sin(\delta_1) - T_1 [\sin(\beta_1 - \psi_1) - \sin(\beta' - \psi_1 + \theta_1)]}{\cos(\beta_1 - \psi_1) + F_1 \sin(\beta_1 - \psi_1)}, \quad (4)$$

где $\beta' = \alpha_1 - \beta_1$; сумма множителей при c_T и P_{a1} (с учётом знаменателя) представляет собой вертикальную составляющую реакции грунта, обусловленную действием торсиона и амортизатора. Углы ψ_1 и θ_1 являются функциями динамического хода первого опорного катка Z_1 . Тогда множитель при T_1 в выражении (4) можно разложить в степенной ряд:

$$R_{z1} = N_{z1} - T_1 (b_{01} + b_{11}Z_1 + b_{21}Z_1^2 + \phi(b_{31} + b_{41}Z_1)). \quad (5)$$

Аналогично можно представить точное и приближённое выражения реакции грунта R_6 , на шестой опорный каток (будем считать, что машина шестиопорная). Учитываем, что равнодействующая Q_6 натяжения гусеницы T_6 и равнодействующая воздействия грунта R_6 , которая раскладывается на горизонтальную R_{x6} и вертикальную R_{z6} составляющие, проходят через центр катка. Из условия равновесия балансира и катка шестой подвески определяем вертикальную R_{z6} составляющую реакции:

$$R_{z6} = N'_{z6} - T_6 \frac{\sin(\beta'' - \psi_6 - \theta_6) - \sin(\beta_6 - \psi_6)}{\cos(\beta_6 - \psi_6) + F_6 \sin(\beta_6 - \psi_6)}, \quad (6)$$

где $\beta'' = \alpha_6 + \beta_6$. Разложив коэффициент при T_6 в степенной ряд по Z_6 имеем:

$$R_{z6} = N_{z6} - T_6 (b_{06} + b_{16}Z_6 + b_{26}Z_6^2 + \phi(b_{36} + b_{46}Z_6)). \quad (7)$$

Постоянные и коэффициенты разложений (5) и (7) представлены в работе [1].

При анализе математической модели колебаний корпуса гусеничной машины при движении по пересечённой местности возможны три варианта учёта влияния натяжения гусеницы: учёт переменного натяжения, статического натяжения и натяжение отсутствует. Рассмотрим первый наиболее трудный случай, когда зависимость между натяжением и удлинением гусеницы и её удлинением нелинейна.

Натяжение участков гусеницы различно, т.к. рабочий и свободный провисающий участки разделяются ведущим колесом, которое вращается неравномерно в процессе движения машины по неровностям. Эти участки в зависимости от их статического натяжения имеют определённые стрелы провисания и деформируются в продольном направлении в соответствии с (1). Опорный каток в результате его сцепления с грунтом образует силу тяги, следовательно, также подвергается деформации. При анализе натяжения гусеницы будем пренебрегать её звенчатостью и изгибной жёсткостью, предполагая, что гусеница – растяжимая в соответствии с (1) лента, имеющая линейную плотность ρ/g . Звенчатость гусеницы не учитывается, т.к. она вызывает высокочастотные периодические натяжения участков, частоты которых на один-два порядка выше частот, обусловленных неровностями грунта. В связи с этим звенчатость не влияет на

плавность хода и нагруженность ходовой системы, обусловленной колебаниями корпуса при движении по неровностям.

В состоянии покоя машины на горизонтальном участке существует следующая зависимость между предварительным натяжением гусеницы T_0 , длиной провисающего участка и параметрами ходовой части:

$$s_i - a_i = \rho^2 a_i^3 24T_0^2, \quad (8)$$

где a_i – расстояния между поддерживающими катками, s_i – длина провисающего i -го участка между поддерживающими катками. Произведя суммирование (8) по всем провисающим участкам, натяжение которых T_0 одинаково, если машина находится в состоянии покоя, получим:

$$\sum (s_i - a_i)_0 = \frac{\rho}{24T_0^2} \sum a_i^3. \quad (9)$$

Здесь устанавливается зависимость между длиной, которую могут выдать провисающие участки нерастяжимой гусеницы (левая часть (9)) и предварительным натяжением T_0 . Статическое натяжение будет изменяться при движении машины в силу таких факторов: изменяются длины хорд наклонных участков гусеницы; удлиняются участки гусеницы вследствие воздействия динамического натяжения $\rho V^2/g$; изменяется длина рабочего участка гусеницы при неравномерном движении центра тяжести корпуса машины и неравномерном вращении ведущего колеса. Определим удлинение рабочего участка гусеницы вследствие двух последних причин при установившемся движении машины со скоростью V :

$$Vt + x - (\omega_{вк}t + \theta)R_1 = x - R_1\theta,$$

где R_1 – радиус ведущего колеса, $\omega_{вк}$ – угловая скорость вращения ведущего колеса. Увеличение натяжения рабочего участка гусеницы T_6 (на шестиопорной машине с задним расположением ведущего колеса) приводит к вытягиванию некоторой длины Δ_3 гусеницы из-за дополнительного растяжения разостланного участка, примыкающего к рабочему. Составим уравнение, аналогичное (9), для рабочего участка гусеницы, учитывая приращение длины $\sum (s_i - a_i)_0$ за счёт перечисленных явлений и, как следствие, возникновения нового статического натяжения T_6 :

$$\begin{aligned} & -\sum (s_i - a_i)_0 - \Delta_2 + \Delta_3 + x - \theta R_1 + n_p \left[c_1 \left(T_6 + \frac{\rho}{g} V^2 \right) + \right. \\ & \left. + c_2 \left(T_6 + \frac{\rho}{g} V^2 \right)^2 - c_1 T_6 - c_2 T_0^2 \right] = \frac{\rho^2}{24T_0^2} \left(\sum a_i^3 + 3a_6^2 \Delta_2 \right), \end{aligned} \quad (10)$$

Δ_2 – удлинение хорды наклонной части рабочего участка, Δ_3 – удлинение рабочего участка, обусловленное удлинением участка гусеницы, примыкающего к заднему, опорному катку, вследствие роста T_6 , n_p – число звеньев рабочего участка гусеницы. В квадратных скобках записано удлинение одного трака рабочего участка в результате возникновения натяжения T_6 и учёта динамического натяжения. Из (10) найдём статическое натяжение T_6 рабочего участка. Сгруппировав члены с одинаковой степенью T_6 ,

получим уравнение четвёртой степени:

$$T_6^4 + D_3 T_6^3 + D_2 T_6^2 - D_0 = 0, \quad (11)$$

где

$$D_2 = \frac{1}{n_p c_2} \left[\sum (s_i - a_i)_0 + n_p \left(c_1 \frac{\rho}{g} V^2 + c_2 \frac{\rho^2}{g^2} V^4 \right) - \right. \\ \left. - n_p (c_1 T_0 + c_2 T_0^2) + f_1(Z, \varphi, x, \theta) \right]; \quad D_3 = \left(\frac{c_1}{c_2} + 2 \frac{\rho}{g} V^2 \right);$$

$$D_0 = -\frac{\rho^2}{24 n_p c_2} \left[\sum a_i^3 + 3 a_6^2 f_2(Z_6) \right]. \quad (13)$$

Из (11) следует, что натяжение T_6 является функцией обобщенных координат Z , φ , x , θ , характеристик податливости гусеницы c_1 и c_2 и скорости движения машины. Аналогично (10), (11) можно составить уравнения для переднего наклонного участка. Опишем алгоритм решения уравнения четвертой степени:

$$T_6 = \begin{cases} -0,25(D_3 + A) + \sqrt{0,0625(D_3 + A)^2 - (y + A^{-1}D_3y)}, & A > 0; \\ -0,25(D_3 + A) - \sqrt{0,0625(D_3 + A)^2 - (y + A^{-1}D_3y)}, & A < 0, \end{cases}$$

где

$$A = \begin{cases} \sqrt{8y + D_3 - 4D_2}, & y < 0; \\ -\sqrt{8y + D_3 - 4D_2}, & y > 0; \end{cases} \quad (14)$$

$$y = \begin{cases} -2r \cos\left(\frac{\varphi}{3}\right) + \frac{D_2}{6}, & Q < 0; \\ \sqrt[3]{-q + \sqrt{Q}} + \sqrt[3]{-q - \sqrt{Q}} + \frac{D_2}{2}, & Q > 0; \end{cases}$$

$$q = -\left(\frac{D_2}{6}\right)^3 - \frac{D_2 D_0}{12} + \frac{D_0}{16} (4D_2 - D_3^2);$$

$$p = -\left(\frac{D_2}{6}\right)^2 - \frac{D_3}{3}; \quad Q = q^2 + p^3; \quad \varphi = \arccos\left(\frac{q}{r^3}\right); \quad r = \sqrt{|p|}.$$

Если в процессе движения машины натяжение гусеницы не достигает больших величин, например в случае движения по ровному участку пути с небольшим углом подъёма или спуска, зависимость между T и Δl_1 в (1) можно представить линейно. Следовательно, $c_2 = 0$. В этом случае исходное уравнение (10) для рабочего участка гусеницы и для переднего наклонного (13) упрощается [1]. Уравнение (10) справедливо при определении натяжения участков гусеницы для переднего и заднего ведущих колёс. При заднем расположении ведущего колеса рабочий участок будет состоять только из провисающего участка ниже колеса. В связи с этим при определении натяжения T_6 вместо $\sum (s_i - a_i)$, $\sum a_i^3$ будет лишь по одному слагаемому $(s_6 - a_6)_0$, a_6 . При расчёте натяжения свободных участков гусеницы появляются суммы $\sum (s_i - a_i)_0$, $\sum a_i^3$ вместо чле-

нов $(s_1 - a_1), a_1^3$.

Для машины с задним ведущим колесом и гусеницей с резинометаллическим шарниром особенно важно учесть удлинение Δ_3 , обусловленное дополнительным растяжением разостланного участка гусеницы в случае значительного увеличения натяжения T_6 ; Δ_3 может быть и отрицательным, если в процессе колебаний корпуса машины и неравномерного вращения ведущего колеса T_6 будет уменьшаться. Учёт Δ_3 , необходимость которого обусловлена большой продольной жёсткостью рабочего участка вследствие его малой длины, существенно изменит эту жёсткость и, кроме того, определит изменение натяжения разостланного участка гусеницы, связанного с образованием силы тяги.

В работе [1] приведены кривые $Z, \varphi, \ddot{Z}, \ddot{Z}_a, R_{z1}, R_{z6}$, полученные на основании точной математической модели колебаний корпуса машины и моделей первого и второго приближений. В точной модели учитывается переменный характер натяжения гусеницы, в модели первого приближения учитывается статическое натяжение и в модели второго приближения оно не учитывается, погрешность 8 % и 40 % соответственно.

Литература

1. Аврамов В.П. Динамика гусеничной транспортной машины при прямолинейном движении по неровностям. – Киев: УМК ВО, 1992. – 100 с.
2. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям. – Харьков: Вища школа, 1989. – 112 с.

УДК 629.114.026

Александров Є.Є., Підашов В.В.

ВПЛИВ ГУСЕНИЦІ НА ДИНАМІКУ ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

Розглянуто вплив перемінного натягу гусениці на динаміку швидкохідної гусеничної машини під час її руху по пересічній місцевості. Наведена послідовність розрахунку натягу на різних ділянках гусеничного обводу.