

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО ПОДВЕШИВАНИЯ КАТКОВ МАНЕВРОВОГО ТЯГАЧА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ И УСТОЙЧИВОСТИ ХОДА

В статье освещаются параметры упругого подвешивания направляющих катков маневрового тягача на комбинированном ходу, которые должны обеспечивать необходимое тяговое усилие, устойчивость хода и прохождение в кривых малых радиусов в сцепе с вагонами.

Ключевые слова: железнодорожно-автомобильный ход, упругое подвешивание, упругий элемент, критерий устойчивости.

Постановка проблемы

Для эффективности транспортного обслуживания предприятий различных отраслей промышленности разработана новая энергосберегающая транспортная технология с использованием маневрового тягача ТМ1.175 на базе колесного трактора ХТ3150К-09 с оборудованием комбинированного железнодорожно-автомобильного хода.

Маневровый тягач успешно прошел промышленные испытания на металлургическом комбинате им. Ильича (г. Мариуполь), и уже на протяжении шести лет несколько единиц используются на предприятиях России.

Однако промышленное применение маневровых тягачей показало, что для повышения надежности их использования в сложных эксплуатационных условиях необходима отработка оптимальных параметров упругого подвешивания направляющих катков для обеспечения тягового усилия, устойчивости хода и вписывания в кривые малых радиусов (50-80 м) и др.

Анализ последних исследований и публикаций

В последнее время в России, Украине и странах СНГ в вопросах реализации тяговых усилий, устойчивости хода и прохождения в кривых малых радиусов уделялось внимание в основном железнодорожному подвижному составу – вагонам и тяговым средствам (локомотивам). Обращает на себя внимание отсутствие статей по вопросу устойчивости и проходимости в кривых малых радиусов маневровых тяговых средств на комбинированном ходу. По существу, следует отметить лишь работы [1-4], в которых рассматриваются вопросы взаимодействия ходовых частей с рельсовыми путями локомотивов и транспортных средств на комбинированном ходу. Однако вопросам оптимальных параметров упруго-

го подвешивания направляющих катков маневровых тяговых средств на комбинированном ходу не уделяется должного внимания.

Цель (задачи) исследования

Целью работы является определение оптимальных параметров упругого подвешивания направляющих катков маневрового тягача.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: определить величину начального поджатия упругих элементов направляющих катков, а также определить коэффициент устойчивости от выжимания гребня катка боковыми силами.

Основной материал исследования

В настоящем исследовании на основе проведения промышленных испытаний маневрового тягача [5-7] решается задача нахождения оптимальной нагрузки на направляющие катки по условию обеспечения максимального сцепного веса.

Для обеспечения необходимого сцепного веса, в соответствии с известной методикой [3], применяемой к тепловозам, должно выполняться условие, при котором суммарная сила сцепления колес с рельсами должна быть не менее усилия тяги F_m :

$$1000 \cdot \psi \cdot P_{cy} \geq F_T, \quad (1)$$

где ψ – коэффициент сцепления колес с рельсами; P_{cy} – сцепная масса тягового средства, т.

Однако применительно к маневровому тягачу на комбинированном ходу использование данной методики в полной мере некорректно, т.к. в конструкции тягача реализация тяговых усилий осуществляется сцепным весом, приходящимся на приводные пневмоколеса, а

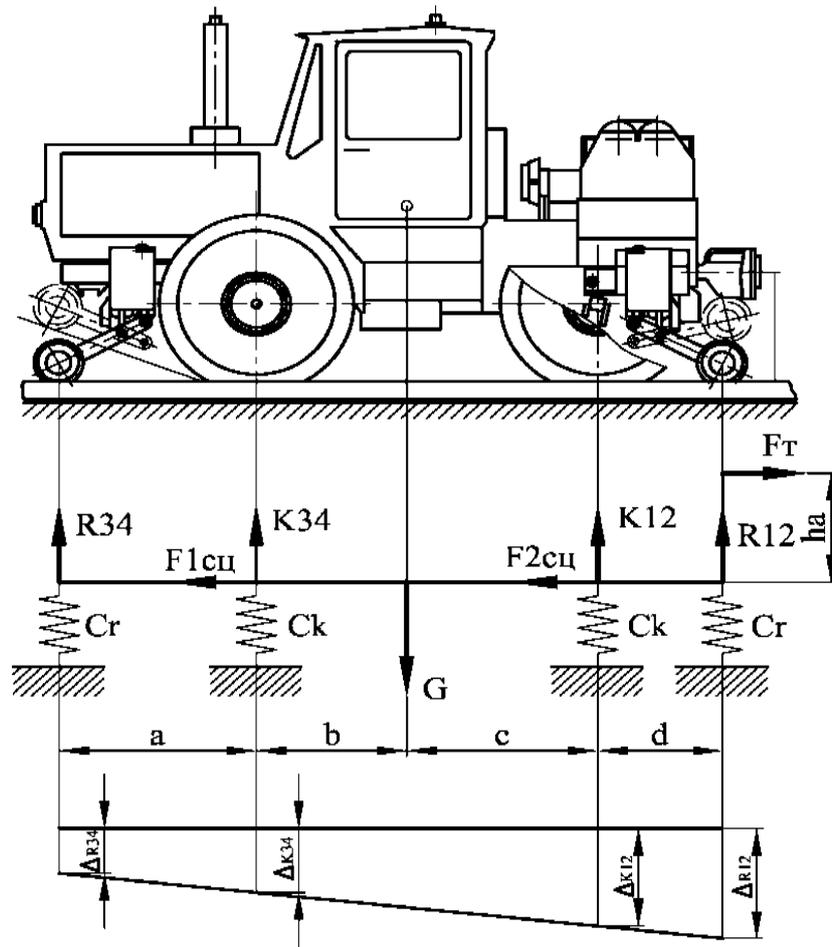


Рис. 1. Расчетная схема для определения неизвестных усилий (овальные колеса):
 R_{12} и R_{34} – суммарное усилие на задние и передние направляющие катки;
 K_{12} и K_{34} – усилие на заднюю и переднюю ось резиновых колес; $F_{1сц}$, $F_{2сц}$ – усилие сцепления резиновых колес с рельсами; G – сила тяжести тракторного тягача; F_T – тяговое усилие;
 C_r и C_k – жесткость катковых и колесных пружин; ΔR_{12} и ΔR_{34} – прогибы упругих элементов задней и передней осей направляющих катков; ΔK_{12} и ΔK_{34} – прогибы покрышек задней и передней осей резиновых колес; h_a – высота оси автосцепки над уровнем головки рельсов;
 Δ_{012} , Δ_{034} – начальное поджатие упругих элементов (при стоячем тягаче) на передних и задних направляющих роликах

также в конструкции присутствуют направляющие катки, которые не участвуют в реализации силы тяги. Данное положение сводится к решению задачи с несколькими неизвестными. Для реализации данной задачи предлагается новая методика применительно к маневровому тягачу с рассмотрением схемы распределения и определения неизвестных усилий, представленной на рис. 1. В схеме принято, что маневровый тягач движется с постоянной скоростью на прямом участке пути. В этом случае поперечные силы будут отсутствовать, а система продольных и вертикальных сил будет симметричной относительно плоскости симметрии тягача.

Нагрузка на один направляющий каток определяется следующей зависимостью:

$$R=C_r(\Delta R+\Delta_0), \quad (2)$$

где C_r – жесткость упругого элемента под одним катком; ΔR – поджатие упругого элемента катка, возникающее при движении; Δ_0 – начальное поджатие упругого элемента (при стоячем тягаче).

Таким образом, получить необходимое значение этой нагрузки можно, варьируя жесткость упругих элементов C_r и величину начального поджатия Δ_0 .

Коэффициент жесткости одного упругого элемента определяется как отношение произведения модуля упругости и площади элемента к его толщине:

$$C_r = \frac{EF}{t}, \quad (3)$$

где F – площадь упругого элемента, см^2 ; t – тол-

щина упругого элемента, см; E – модуль упругости, МПа.

Для нахождения неизвестных усилий в соответствии со схемой, представленной на рис. 1, составим систему двух независимых уравнений равновесия:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0; R_{12} + R_{34} + K_{12} + K_{34} - G = 0, \\ \sum M_y = 0; R_{12}(c+d) - R_{34}(a+b) + \\ + R_{12} \cdot c - R_{34} \cdot b - F_T \cdot h_a = 0. \end{cases} \quad (4)$$

В данной системе уравнений (4) имеются 4 неизвестные (R_{12} , R_{34} , K_{12} и K_{34}), поэтому, предполагая, что рама тягача абсолютно жесткая, составим дополнительные уравнения совместности деформаций:

$$\begin{cases} \frac{\Delta K_{34} - \Delta R_{34}}{a} = \frac{\Delta K_{12} - \Delta K_{34}}{b+c} \\ \frac{\Delta K_{34} - \Delta R_{34}}{a} = \frac{\Delta R_{12} - \Delta R_{34}}{d} \end{cases} \quad (5)$$

В уравнения (5) произведем следующие подстановки:

$$\begin{aligned} \Delta R_{12} &= \frac{R_{12}}{2C_r} - \Delta_{012}, \\ \Delta R_{34} &= \frac{R_{34}}{2C_r} - \Delta_{034}, \\ \Delta K_{12} &= \frac{K_{12}}{2C_k}, \\ \Delta K_{34} &= \frac{K_{34}}{2C_k}. \end{aligned} \quad (6)$$

В результате чего, после проведения алгебраических преобразований, получим систему уравнений, которая будет иметь вид:

$$\begin{cases} R_{12} + R_{34} + K_{12} + K_{34} - G = 0 \\ R_{12}(c+d) - R_{34}(a+b) + R_{12}c - K_{34}b - F_T h_a = 0 \\ -R_{34} \frac{b+c}{C_r} - K_{12} \frac{a}{2C_k} + K_{34} \frac{a+b+c}{2C_k} = \\ = -\Delta_{34}(b+c) \\ R_{12} \frac{a}{2C_r} + R_{34} \frac{d}{2C_r} - K_{12} \frac{a}{2C_k} - K_{34} \frac{d}{2C_k} = \\ = \Delta_{012}a + \Delta_{034}d \end{cases} \quad (7)$$

или в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ c+d & -(a+b) & c & -b \\ 0 & -\frac{b+c}{2C_r} & -\frac{a}{2C_k} & \frac{a+b+c}{2C_k} \\ \frac{a}{2C_r} & \frac{d}{2C_r} & -\frac{a}{2C_k} & -\frac{d}{2C_k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{12} \\ R_{34} \\ K_{12} \\ K_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G \\ F_T h_a \\ -\Delta_{034}(b+c) \\ \Delta_{012}a + \Delta_{034}d \end{bmatrix} \quad (8)$$

Применительно к маневровому тягачу, для обеспечения силы тяги необходимо, чтобы выполнялось условие, что сила тяги не должна превышать суммарную силу нажатия пневмоколес, с учетом коэффициента трения сцепления резины по стали:

$$\mu(K_{12} + K_{34}) \geq F_T, \quad (9)$$

где μ – коэффициент трения резины по стали ($\mu=0,65$).

Задача обеспечения условия (9) сводится к подбору величины начального поджатия упругих элементов направляющих катков Δ_{012} и Δ_{034} . Учитывая тот факт, что автосцепка устанавливается как спереди, так и сзади тягача, а также с целью упрощения регулировки, наиболее рациональным будет принять начальное поджатие упругих элементов одинаковым для всех катков: $\Delta_{012} = \Delta_{034} = \Delta_0$.

Определение величины начального поджатия упругих элементов направляющих катков осуществляется из системы (8) в программе MathCAD по следующим исходным данным: $a=1653$ мм; $b=1259$ мм; $c=1604$ мм; $d=1044$ мм; $C_k=1,5$ кН/мм; $F_T=30$ кН; $G=120$ кН; $h_a=1010$ мм; и жесткости одного упругого элемента (C_r), которую определяем в соответствии с формулой (3) для элементов направляющих катков, изготовленных из эластомера, имеющего следующие параметры:

- площадь упругого элемента, $F=226$ см²;
- толщина упругого элемента, $t=20$ см;
- модуль упругости, $E=6,0$ МПа.

Таким образом, значение коэффициента жесткости одного упругого элемента составит:

$$C_r = (60 \cdot 226) / 20 = 678 \text{ кгс/см.}$$

Результаты расчетов (8) показывают, что для обеспечения тягового усилия 30 кН на участке пути необходимо, чтобы величина поджатия упругих элементов была $\Delta_0 \leq 12,3$ мм.

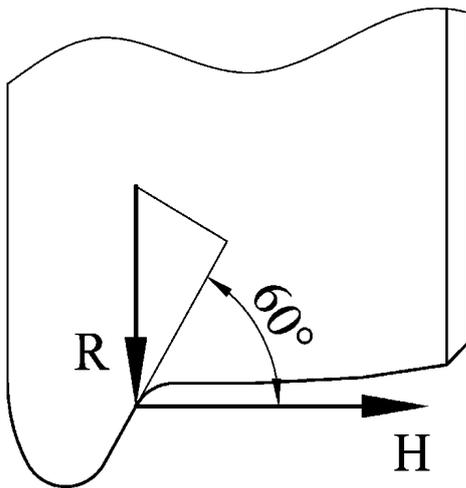


Рис. 2. Схема сил, действующих на гребень катка в кривой

Однако величину начального поджатия упругого элемента роликового катка необходимо проверить по критерию безопасности – условию недопущения вползания гребня катка на головку рельса.

Условие недопущения вползания гребня колеса на рельс будет выполняться в том случае, если суммарное действие всех приложенных к колесной паре сил окажется достаточным для обеспечения непрерывного скольжения вниз гребня катка по боковой поверхности рельса (рис. 2). Для этого должно выполняться неравенство:

$$R \cdot \sin(\alpha) > H \cdot \cos(\alpha) + \mu \cdot H \cdot \sin(\alpha) + \mu \cdot R \cdot \cos(\alpha), \quad (10)$$

где R – нагрузка от катка на рельс; H – боковое давление гребня катка на рельс; α – угол наклона реборды катка; μ – коэффициент трения.

Гребень катка не будет вползать на головку рельса, если выполняется условие:

$$K_{yc} = \frac{H}{R} \leq \frac{tg(\alpha) - \mu}{1 + \mu \cdot tg(\alpha)}. \quad (11)$$

На основании формулы (11) и рис. 2 определяем критерий безопасности, который при угле реборды катка $\alpha = 60^\circ$ и коэффициенте сцепления колеса с рельсом $\mu = 0,25$ будет равным:

$$\frac{tg 60^\circ - 0,25}{1 + 0,25 \cdot tg 60^\circ} = 1,034.$$

В соответствии с [3,4] нормативное значение критерия безопасности должно быть равно $K_{yc}^н = 0,7$, а расчетное получилось больше – $K_{yc}^р = 1,034$, т.е. условие (11) будет иметь вид:

$$\frac{H}{R} \leq 0,7.$$

Предложенная методика определения параметров упругого подвешивания направляющих катков для реализации тяговых усилий и устойчивости хода позволила получить: $K_{yc}^р \geq K_{yc}^н$. Для реализации тяговых усилий маневрового тягача полученное соотношение критерия безопасности в полной мере обеспечивает необходимые параметры упругого подвешивания и профиля направляющих катков.

Выводы

Для сложной конструкции комбинированного хода маневрового тягача разработана методика определения параметров упругого подвешивания направляющих катков для реализации тяговых усилий и устойчивости хода.

Проверка параметров упругого подвешивания направляющих катков маневрового тягача и коэффициента устойчивости по указанной методике показала, что величина начального поджатия упругих элементов, которая составила $\Delta_0 \leq 12,3$ мм, обеспечивает тяговое усилие в 30 кН, а значение коэффициента устойчивости в полной мере отвечает критерию безопасности при прохождении маневрового тягача на комбинированном ходу в кривых участках пути радиусом до 60 м.

Список литературы

1. Теория и конструкция локомотивов: учебник для вузов / Г.С. Михальченко [и др.]. – М.: Маршрут, 2006. – 584 с.
2. Пузанков, А.Д. Выбор основных параметров, расчет и конструирование тепловозов. – М.: МИИТ, 2003. – 47 с.
3. Камаев, А.А. Взаимодействие локомотивов и пути в кривых участках пути: уч. пос. / А.А. Камаев, Г.С. Михальченко. – Тула: Тульский политехнический институт, 1977. – 68 с.
4. Бардышев, О.А. Машины на комбинированном ходу / О.А. Бардышев, А.В. Кудряшов, В.И. Тэттер. – М.: Транспорт, 1975. – 136 с.
5. Парунакян, В.Э. Энергоэффективная транспортная технология для предприятий и производственно-складских объектов с ограниченным вагонопотоком / В.Э. Парунакян, А.С. Красулин // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2012. – №4(175). – С. 216-222.
6. Промышленная проверка эксплуатационно-технических показателей маневрового тягача в условиях металлургического комбината / В.Э. Парунакян [и др.] // Захист металургій-

них машин від поломок: зб. наук. пр. ПДТУ. – 2010. – Вип.12. – С. 111-117.

7. Parunakjan, V. Increase of efficiency of interaction of production and transport in the logistic

chains of material traffic of enterprises / V. Parunakjan, E. Sizova // Problemy Transportu: Czasopismo Naukowe. – Gliwice: Politechniki Slaskiej, 2008. – Т.3, з.3, с.ІІ. – S. 95-104.

A.S. Krasulin

Pryazovskyi State Technical University (Mariupol)

PARAMETERS SUBSTANTIATION FOR ELASTIC SUSPENSION ROLLERS OF SHUNTING TRACTOR TO PROVIDE TRACTION AND MOTION STABILITY

Background. *The industrial tests of shunting tractors showed that to improve the reliability of their use in difficult operating conditions the parameters optimization of the elastic suspension of the guide rollers to ensure traction, stability and fit the curves of small radius (50-80 m) is required. Substantiation of the parameters of the elastic suspension of the guide rollers of shunting tractor on combined wheels to ensure traction and stability in the curved sections of the railway track is an actual scientific and technical problem.*

Materials and/or methods. *The objective of this paper is to determine the optimal parameters of the elastic suspension of the guide rollers of shunting tractor. To achieve this objective, a method is developed for determining the initial preload of the elastic elements of the rollers and the coefficient of stability from side forces pressing the roller guide.*

Results. *The proposed method allows determining the necessary parameters of the elastic suspension of the guide rollers of shunting tractor and the stability coefficient. This technique showed that the magnitude of initial preload of the elastic elements, which amounted to $\Delta 0 \leq 12.3$ mm, provides tractive force of 30 kN, and the value of the stability coefficient fully meets the safety criterion with the passage of a shunting tractor on combined wheels in the curved sections of track with radius 60 m.*

Conclusion. *For the complex design of a shunting tractor on combined wheels, the method is developed for determining the parameters of the elastic suspension of the guide rollers for the effective implementation of the traction and the stability of motion.*

Keywords: *rail and road motion, elastic suspension, elastic element, stability criterion.*

Сведения об авторе

А.С. Красулин

Телефон: +380 (97) 330-84-60

Эл. почта: krasulin-aleksandr@rambler.ru

Статья поступила 26.11.2016 г.

© А.С. Красулин, 2017

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Кондрахин



Видеожурнал **“ДОНЕЦКИЙ ПОЛИТЕХНИК”**
 смотрите каждую субботу
 на телеканале **ОПЛОТ 2**
 YouTube <https://goo.gl/d2kKr0>