

нагрузок или для предупреждения аварии объекта в целом. Кроме того, представляется целесообразным не оснащать платформу тормозной системой, а применить в приводе ведущих колёс самотормозящие механизмы типа червячных редукторов.

Необходимая траекторная управляемость может быть обеспечена за счёт того, что оператор будет задавать угловую скорость поворота, а она будет осуществляться с форсированием по первой производной и наложением дополнительной обратной связи по фактическому значению этой величины. Однако постоянную времени форсирования и коэффициент обратной связи придётся определять экспериментально.

Наиболее удобным органом управления движением объекта представляется джойстик с двумя степенями свободы и кнопкой, обнуляющей задаваемую скорость для осуществления разворота на месте. Нажатие этой кнопки может при отсутствии бокового отклонения джойстика служить командой экстренного торможения.

Литература

1. Шипилевский Г.Б. Методические основы решения задач управления движением наземных транспортных средств. В сб. «Проектирование колёсных машин» изд. МГТУ им. Баумана М. 2006.
2. Шипилевский Г.Б. Особенности динамики неустановившегося поворота гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом. Журнал «Тракторы и сельскохозяйственные машины» № 5, 1995.
3. Кондаков С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путём автоматизации управления криволинейным движением. Докт. дисс. М., 2009.
4. Клейн Ю.К. Исследование системы автоматического вождения шарнирно-сочленённых колёсных тракторов на пахоте. Канд. дисс. М., 1973.

Самовозбуждение колебаний остова колесного трактора при работе в тяговом режиме

к.т.н. проф. Щетинин Ю.С., к.т.н. доц. Есеновский-Лашков М.Ю., к.т.н. доц. Сергеев А.И.
Университет машиностроения
(495)223-05-23, доб.1527, jsetinin@mail.ru

Аннотация. Теоретически обосновывается возможность самовозбуждения колебаний остова колесного трактора в продольной плоскости при работе его в тяговом режиме. Используются зависимость радиуса качения пневматического колеса от вертикальной нагрузки на него и от величины крутящего момента, математическая модель качения пневматического колеса при переменной вертикальной нагрузке и двухмассовая линейная модель колебаний остова трактора в продольной плоскости.

Ключевые слова: колебательная система, математическая модель, самовозбуждение колебаний, радиус качения, пневматическая шина

Рассмотрим случай прямолинейного движения колесного полноприводного трактора с нагрузкой на крюке. В общем случае под действием переменных внешних сил остов трактора будет совершать колебания. Ограничимся рассмотрением колебаний только в продольной плоскости и только двух видов: вертикальных колебаний центра масс и угловых колебаний вокруг этого центра.

Схема сил и моментов, действующих на трактор (без учета моментов сопротивления качению колес), представлена на рисунке 1. Здесь G - вес трактора; N_1 и N_2 - нормальные реакции со стороны опорного основания соответственно на передние и задние колеса; $P_{к1}$ и $P_{к2}$ - касательные силы тяги передних и задних колес; $P_{кр}$ - крюковая нагрузка; P_j - верти-

кальная сила инерции остова; M_j - момент сил инерции остова относительно его центра масс; L - продольная база; a - расстояние от центра масс трактора до оси передних колес в горизонтальном направлении; h_0 - расстояние от опорной поверхности до центра масс трактора; $h_{кр}$ - высота точки прицепа.

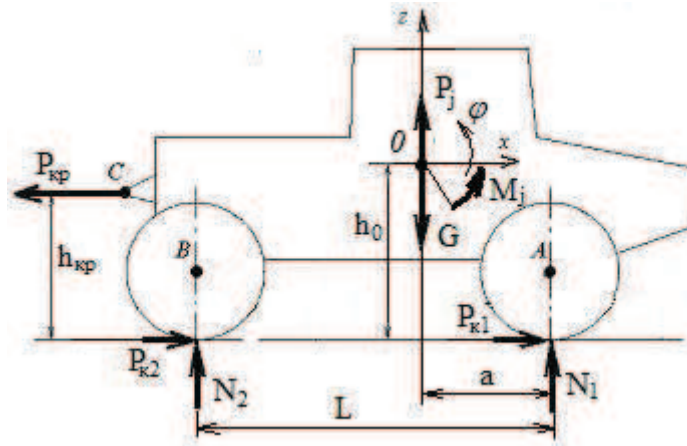


Рисунок 1. Расчетная схема

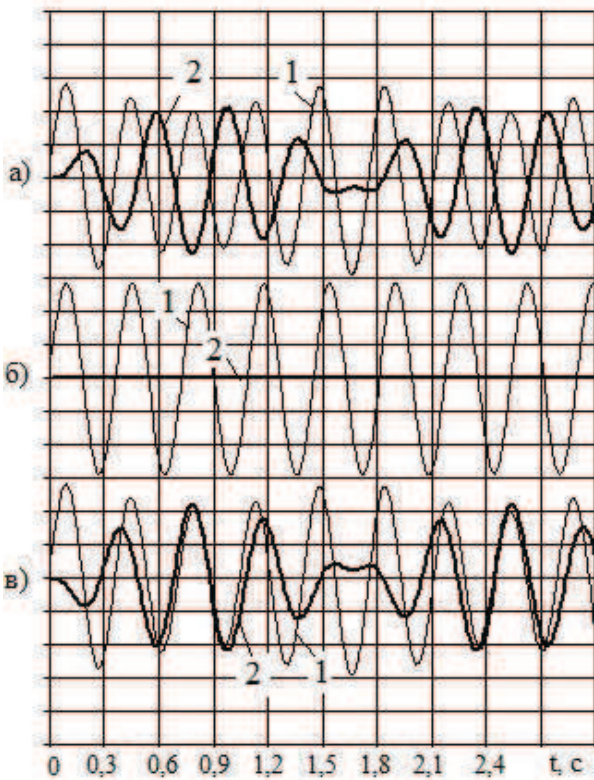


Рисунок 2. Зависимость формы колебаний от относительного положения центра масс и центра упругости трактора:
а) $a = 1,1$ м; б) $a = 1,3$ м; в) $a = 1,3$ м

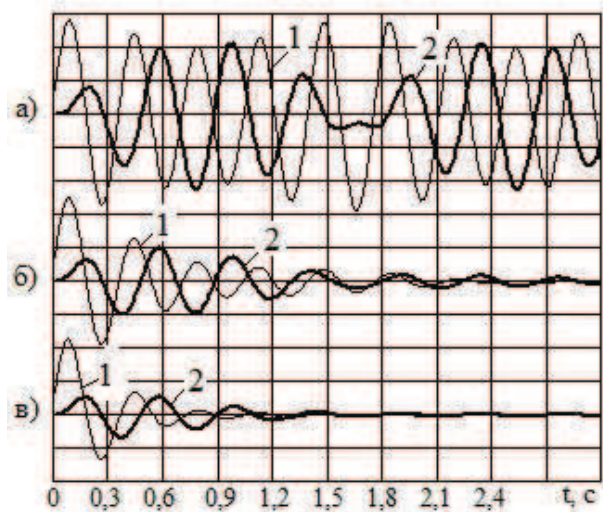


Рисунок 3. Зависимость формы колебаний от демпфирования в подвеске:
а) $K_1 = K_2 = 0$; б) $K_1 = K_2 = 5000$ Н·с/м;
в) $K_1 = K_2 = 10000$ Н·с/м

При отсутствии внешних сил, явно зависящих от времени, трактор будет равномерно перемещаться в продольной плоскости. При этом $P_j = 0$; $M_j = 0$; $N_1 + N_2 = G = \text{const}$.

Если трактор вывести из состояния равновесия, то за счет деформации упругих шин и элементов подвески его остова начнет совершать колебания.

Воспользуемся понятием центра упругости колебательной системы трактора [1]. Если к остову приложить момент в продольной плоскости, то остов повернется относительно центра упругости, если к остову приложить вертикальную силу в центре упругости, то остов переместится поступательно в вертикальном направлении. Применительно к рассматриваемому случаю без учета диссипативных сил положение центра упругости определяется из выражения $c_1 \cdot x = c_2 \cdot (L - x)$, где c_1 и c_2 - приведенные жесткости соответственно передней и задней подвесок (с учетом жесткостей шин), x - расстояние от центра упругости трактора до оси передних колес в горизонтальном направлении.

Если центр масс трактора совпадает с его центром упругости, то после выведения системы из состояния равновесия угловые и вертикальные колебания остова будут совершаться независимо друг от друга. В противном случае появление одного из видов колебаний приведет к возникновению и другого.

На рисунках 2 и 3 по результатам расчета построены графики изменения угла поворота остова φ относительно центра масс (кривые 1) и изменения положения центра масс по вертикали Z (кривые 2) после выведения системы из состояния равновесия (в начальный момент времени задавалась скорость угла поворота остова, равная $0,5 \text{ с}^{-1}$. В расчетах использованы следующие исходные данные: масса остова – 5200 кг; центральный момент инерции остова – 6300 кгм²; $c_1 = 0,56 \cdot 10^6 \text{ Нм}$; $c_2 = 0,56 \cdot 10^6 \text{ Нм}$; $L = 2,6 \text{ м}$. Для этих параметров $x = 1,3 \text{ м}$.

При смещении центра масс вперед по отношению к центру упругости на расстояние 0,2 м (при $a = 1,1 \text{ м}$) угловые колебания вызвали появление и вертикальных колебаний остова (рисунок 2,а). При совпадении положений центра масс и центра упругости вертикальные колебания остова не наблюдались (рисунок 2,б). При смещении центра масс назад на ту же величину ($a = 1,5 \text{ м}$) вертикальные колебания возникли (рисунок 2,в), но их фаза сместилась на 180° по сравнению с первым случаем. При учете в расчетах демпфирующих свойств подвески колебания стали затухающими, но общая картина не изменилась (рисунок 3). Здесь расчеты выполнялись для $a = 1,1 \text{ м}$ при различных значениях приведенных коэффициентов демпфирования K_1 и K_2 .

При выполнении расчетов не учитывалось изменение продольных сил $P_{к1}$, $P_{к2}$ и $P_{кр}$, однако, вертикальные колебания центра масс остова непременно приведут к возникновению вертикальной силы инерции остова и изменению нормальных реакций в пятне контакта колес с опорным основанием. Это скажется на сцепных свойствах ведущих колес и может привести к изменению величины продольных сил. В свою очередь, это приведет к изменению момента сил, действующего на остов в продольной плоскости и вызывающего поворот остова.

Налицо наличие в системе обратных силовых связей. Если эти связи будут положительными, возможно самовозбуждение колебаний остова в продольной плоскости.

В работе [2] рассмотрены вопросы влияния вертикальной нагрузки на тяговые свойства пневматического колеса. Применительно к случаю качения ведущего пневматического колеса по недеформированному основанию предложена зависимость, связывающая радиус качения колеса r_k с параметрами шины, параметрами опорного основания, вертикальной нагрузкой на колесо N и крутящим моментом M_k :

$$r_k = \left(\frac{3 \cdot r_o \cdot \left(r_o - \frac{N}{c_z} \right)}{r_o + 2 \cdot \left(r_o - \frac{N}{c_z} \right)} - \frac{r_o \cdot M_k}{c_\beta} \right) \cdot \left(1 - \frac{M_k}{N \cdot \left(r_o - \frac{N}{c_z} \right) \cdot \phi_{\max}} \right)^n. \quad (1)$$

Здесь r_o – свободный радиус шины; c_z и c_β - соответственно радиальная и крутильная

жесткости шины; φ_{max} – коэффициент сцепления шины с опорным основанием; n – коэффициент, учитывающий проскальзывание элементов шины относительно опорного основания.

Результаты решения этого уравнения системы для различных значений вертикальной нагрузки и момента M_k представлены на рисунке 4. В расчетах использовались следующие значения остальных коэффициентов уравнения: $r_0 = 0.73$ м, $c_z = 280$ кН/м, $c_\beta = 300$ кН·м/рад, $\varphi_{max} = 0,8$, $n = 0,05$.

По мере увеличения крутящего момента радиус качения колеса постоянно уменьшается, а вот изменение вертикальной нагрузки неоднозначно сказывается на его изменении. При относительно малых величинах M_k (левая область графика на рисунке 4 до значения 2500 Нм) увеличение N приводит к уменьшению r_k , в то время как в правой области графика ($M_k > 3500$ Нм) с увеличением N радиус качения уменьшается. Такой характер изменения радиуса подтвержден нами экспериментально на стенде для тракторной шины, имеющей аналогичные характеристики. Следовательно, при равномерном качении пневматического колеса с постоянной угловой скоростью, когда радиус качения не изменяется, следует ожидать, что увеличение вертикальной нагрузки на колесо приведет к уменьшению величины крутящего момента, если режим качения колеса соответствует левой области графика на рисунке 4 или к увеличению M_k - для правой области на графике.

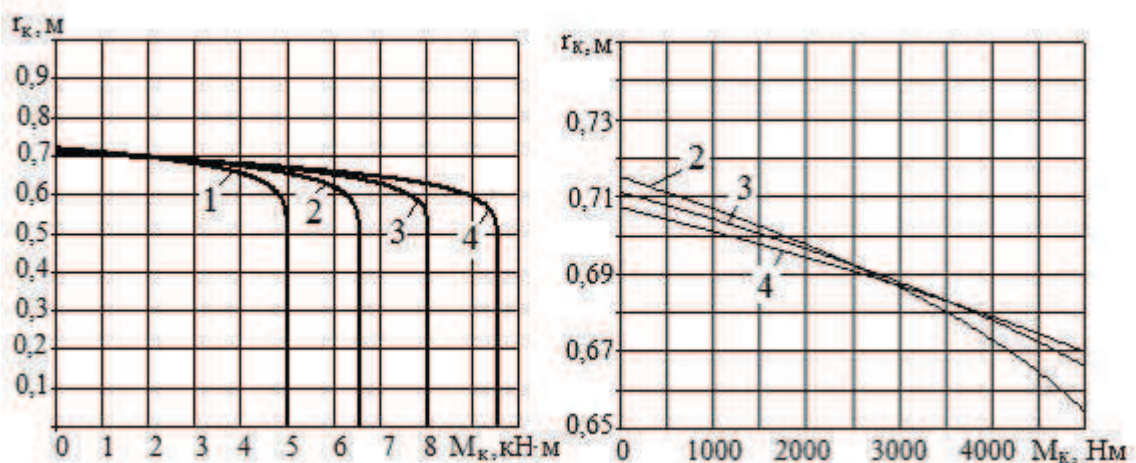


Рисунок 4. Зависимость радиуса качения колеса от крутящего момента при различных значениях вертикальной нагрузки:

1 - $N = 9000$ Н; 2 - $N = 12000$ Н; 3 - $N = 15000$ Н; 4 - $N = 18000$ Н

Изменение величины крутящего момента на колесе напрямую связано с изменением касательной силы тяги. На рисунке 5 по результатам расчетов построены зависимости касательной силы тяги колеса от вертикальной нагрузки для различных постоянных радиусов качения. Касательная сила определялась по выражению $P_k = M_k / r_d$, где $r_d = r_0 - N / c_z$ - динамический радиус колеса. Постоянные коэффициенты уравнения (1) принимались прежними. Для всех радиусов качения характер кривых на графике остается постоянным: существуют области изменения N , где увеличение нагрузки приводит к увеличению касательной силы (восходящие участки кривых для каждого радиуса качения), и области, когда при увеличении N сила P_k уменьшается (нисходящие участки). В окрестностях точек перегиба имеются нечувствительные зоны. По мере уменьшения радиуса качения нечувствительные зоны смещаются в область более высоких значений N . Непостоянна и степень влияния изменения N на величину P_k при различных режимах работы колеса. Для оценки этого влияния используем коэффициент K_B , который рассчитывался по выражению

$$K_B = \frac{\Delta P_K}{\Delta N}, \quad (2)$$

где: ΔN - диапазон изменения вертикальной нагрузки в окрестности исследуемой точки;
 ΔP_K - разница касательных сил на границах диапазона.

В расчетах принято, что $\Delta N = \pm 100$ Н.

На рисунке 6 представлены графики, отражающие зависимость коэффициента влияния K_B от буксования колеса для ряда значений вертикальной нагрузки. Буксование определялось по выражению $\delta = 1 - r_k / r_{0k}$, где r_{0k} - радиус качения колеса в свободном режиме. Анализируя эти результаты, можно сказать, что для выбранных параметров зоны нечувствительности располагаются в пределах 2...6% буксования колеса (в зависимости от величины вертикальной нагрузки). Правее этих значений увеличение нагрузки N приведет к увеличению касательной силы тяги. При буксовании 20% и более эта зависимость становится практически пропорциональной независимо от величины N , и коэффициентом этой пропорциональности является φ_{max} .

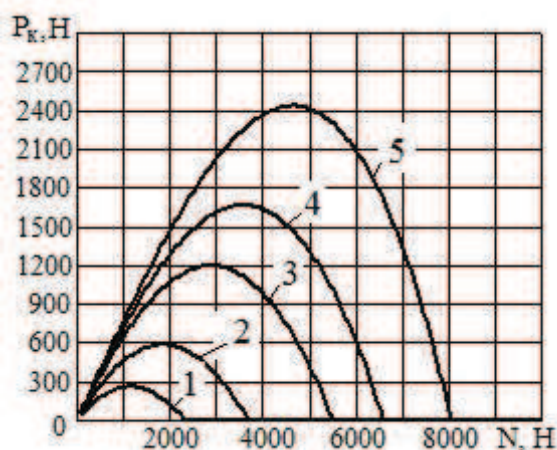


Рисунок 5. Зависимость касательной силы тяги колеса от вертикальной нагрузки для различных радиусов качения: 1 – $r_k = 0,7$ м; 2 – $r_k = 0,68$ м; 3 – $r_k = 0,65$ м; 4 – $r_k = 0,63$ м; 5 – $r_k = 0,6$ м

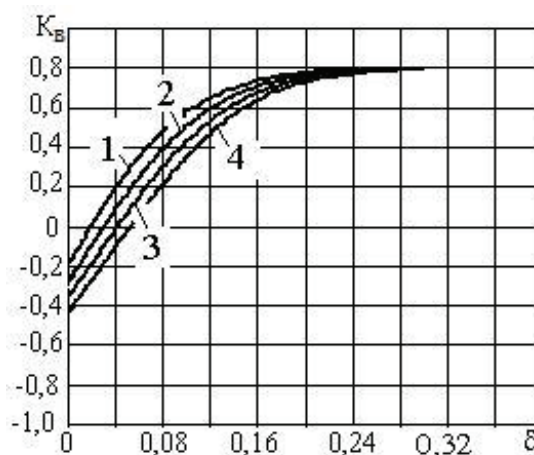


Рисунок 6. Зависимость коэффициента K от буксования колеса при различных значениях вертикальной нагрузки: 1 – $N = 9000$ Н; 2 – $N = 15000$ Н; 3 – $N = 20000$ Н; 4 – $N = 25000$ Н

Следует отметить, что все рассуждения проводились применительно к условиям, когда внешняя продольная нагрузка и подводимый к колесу крутящий момент обеспечивают возможность реализации потенциальных тяговых качеств колеса.

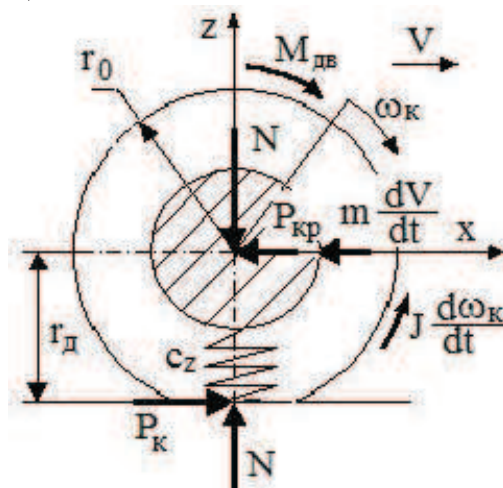


Рисунок 7. Расчетная схема качения ведущего колеса

Для подтверждения сделанных выше предположений были выполнены расчеты с использованием модели, представленной на рисунке 7.

Рассмотрим движение пневматического колеса по ровному горизонтальному недеформируемому основанию. Пусть на ось колеса действует внешняя вертикальная переменная нагрузка N синусоидального характера. В горизонтальном направлении на ось колеса со стороны остова трактора действует внешняя сила $P_{кр}$, имеющая постоянную P_0 и переменную составляющие. Примем, что переменная составляющая зависит от поступательной скорости V и зависимость эта имеет степенной характер. Силовое воздействие на колесо со стороны трансмиссии учтем посредством внешнего крутящего момента $M_{дв}$. Для описания закона изменения величины $M_{дв}$ используем внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя и передаточное число трансмиссии.

Совместно с моментом инерции вращающихся масс J момент $M_{дв}$ обеспечивает реализацию касательной силы тяги колеса $P_{кр}$. Примем, что динамический радиус качения колеса равен статическому, а вертикальная деформация шины изменяется пропорционально величине N . Для большей наглядности результаты демпфирования в системе и инерционные свойства колеса в вертикальном направлении не учитываем. Инерционные свойства системы в горизонтальном направлении учитываются приведенной массой m .

Уравнения движения имеют вид:

$$\begin{aligned} N &= N_0 + N_a \cdot \sin(\omega_a \cdot t); \\ P_{кр} &= P_0 + a \cdot V^b; \\ r_d &= r_0 - \frac{N}{c_z}; \\ M_k &= P_k \cdot r_d; \\ M_{дв} &= f(\omega_k); \\ m \cdot \frac{dV}{dt} &= P_k - P_{кр}; \\ J \cdot \frac{d\omega_k}{dt} &= M_{дв} - M_k; \\ r_k &= \left(\frac{3 \cdot r \cdot r_d}{r_0 + 2 \cdot r_d} - \frac{r_0 \cdot M_k}{c_\beta} \right) \cdot \left(1 - \frac{M_k}{N \cdot r_d \cdot \Phi_{max}} \right)^n; \\ r_k &= \frac{V}{\omega_k}. \end{aligned} \tag{3}$$

Здесь a и b – соответственно коэффициент и степень полинома, учитывающие влияние скорости на $P_{кр}$; N_0 – постоянная составляющая вертикальной нагрузки; N_a – амплитуда изменения вертикальной нагрузки; ω_a – частота изменения вертикальной нагрузки; ω_k – угловая скорость вращения колеса; X и Z – координаты, t – время; d – оператор дифференцирования. Пояснения к другим переменным даны выше.

Уравнения (3) были решены методом Рунге-Кутты для нескольких вариантов значения P_0 . Коэффициентам уравнения (3) были назначены значения: $n = 0.05$; $N_0 = 15000$ Н, $N_a = 3000$ Н, $\omega_a = 20\text{с}^{-1}$, $a = 10$ Н·с/м, $b = 2$; $m = 3000$ кг, $J = 100$ кг·м². Для описания зависимости $M_{дв} = f(\omega_k)$ использовалась внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

мощностью 75 кВт, соединенного с колесом трансмиссией с передаточным числом 20.

Результаты расчетов для трех значений P_0 представлены на рисунках 8 и 9.

При малых значениях P_k (вариант 1 при $P_0 = 900$ Н), когда работа колеса происходила в левой области графика $r_k = f(M_k)$, отмечается значительное влияние вертикальной нагрузки на тяговые свойства колеса. При этом изменения N и P_k происходили в противофазе друг к другу. Отмечается существенное влияние N на P_k при работе колеса и в области высоких значений M_k (вариант 3 при $P_0 = 6500$ Н). Однако здесь изменения этих параметров совпадали по фазе. Для варианта 2 ($P_0 = 3950$ Н), когда вертикальная нагрузка не сказывалась на изменении радиуса качения, связь между ней и тяговыми свойствами колеса не обнаружена.

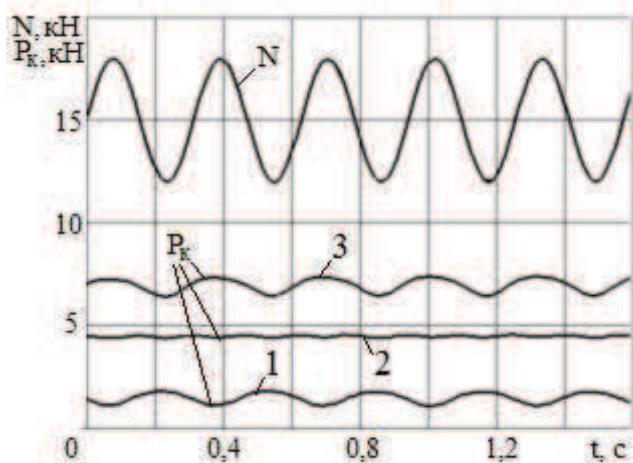


Рисунок 8. Влияние переменной вертикальной нагрузки на изменение касательной силы тяги колеса:

1 – $P_0 = 900$ Н; 2 – $P_0 = 3950$ Н; 3 – $P_0 = 6500$ Н

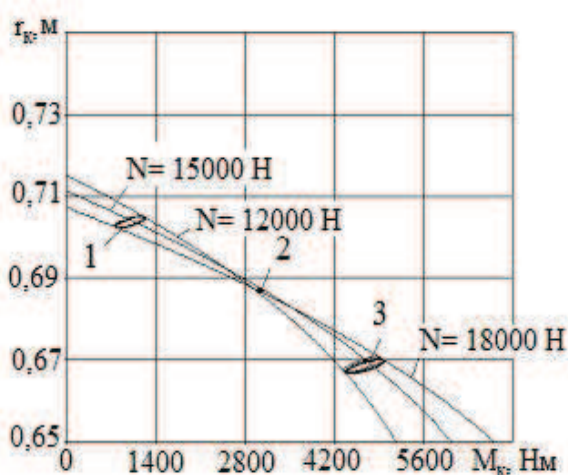


Рисунок 9. Изменение радиуса качения колеса в процессе изменения вертикальной нагрузки:

1 – $P_0 = 900$ Н; 2 – $P_0 = 3950$ Н; 3 – $P_0 = 6500$ Н

Следует отметить, что представленные на рисунках результаты соответствовали нагрузочным режимам, когда двигатель работал на регуляторной ветви внешней характеристики. В этом случае двигатель полностью обеспечивал реализацию потенциальных тяговых возможностей колеса. С другой стороны, возможность реализации тяговых свойств колеса ограничивается возможностью изменения горизонтальной силы инерции и силы $P_{кр}$. Расчеты показали, что с уменьшением массы m амплитуда изменения P_k уменьшается. Определенное влияние на амплитуду изменения P_k оказывает также частота изменения N . С уменьшением ω_a амплитуда изменения P_k уменьшается.

На рисунке 10 изображена схема колебательной системы для расчета колебаний остова колесной полноприводной машины, совершающей движение с тяговой нагрузкой на крюке. Начало инерционной системы координат расположено в центре масс остова. За положение равновесия принято равномерное поступательное движение под действием веса, постоянных касательных сил и силы тяги на крюке. Рассматриваются малые вертикальные и угловые колебания остова в продольной плоскости относительно состояния равновесия. Здесь q_1 и q_2 - обобщенные координаты; P_1 и P_2 - изменение касательных сил относительно состояния равновесия; $P_{кр}$ - изменение крюковой нагрузки; N_1 и N_2 - изменение вертикальных нагрузок на колеса. Остальные обозначения остались прежними. Рассмотрим режим движения, когда $K_B = \varphi_{max}$.

В этом случае уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{q}_1 + (\kappa_1 + \kappa_2) \cdot \dot{q}_1 + (\kappa_1 \cdot a - \kappa_2(L-a)) \cdot \dot{q}_2 + (c_1 + c_2) \cdot q_1 + (c_1 \cdot a - c_2(L-a)) \cdot q_2 = 0; \\ J \cdot \ddot{q}_2 + (\kappa_1 \cdot a - \kappa_2(L-a)) \cdot \dot{q}_1 + (\kappa_1 \cdot a^2 - \kappa_2(L-a)^2) \cdot \dot{q}_2 + \\ + (c_1 \cdot a - c_2(L-a)) \cdot q_1 + (c_1 \cdot a^2 - c_2(L-a)^2) \cdot q_2 - \\ - ((\kappa_1 + \kappa_2) \cdot \dot{q}_1 + (\kappa_1 \cdot a - \kappa_2(L-a)) \cdot \dot{q}_2 + (c_1 + c_2) \cdot q_1 + (c_1 \cdot a - c_2(L-a)) \cdot q_2) \cdot \varphi_{\max} \cdot h_{кр} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

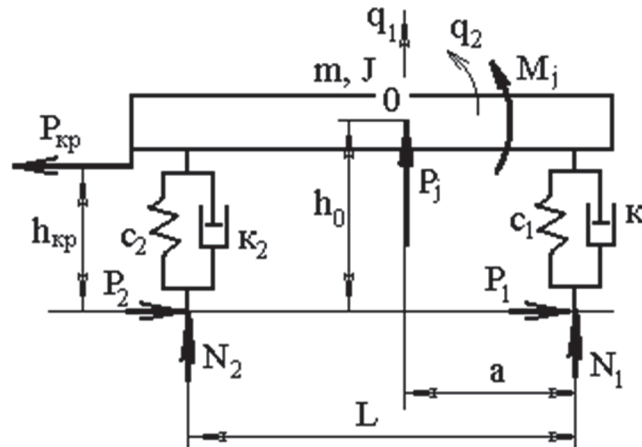


Рисунок 10. Расчетная схема колебаний остова

Были выполнены расчеты при следующих параметрах системы: $M = 5200$ кг, $J = 6300$ кг·м², $\kappa_1 = \kappa_2 = 1000$ Н·с/м, $c_1 = c_2 = 0,56 \cdot 10^6$ Нм, $L = 2,6$ м, $a = 1,1$ м, $\varphi_{\max} = 0,8$, $h_{кр} = 0,6$ м. После выведения системы из состояния равновесия ($\dot{q}_2 = 0,2$ с⁻¹) возник процесс самовозбуждения колебаний остова (рисунок 11,а). Следует отметить, что система уравнений (4) линейная, и поэтому установившийся автоколебательный процесс зафиксирован не был.

Увеличение демпфирования в подвеске ($\kappa_1 = \kappa_2 = 3000$ Н·с/м) не изменил характер колебаний, но скорость их возрастания, как и ожидалось, уменьшилась (рисунок 11,б).

Уменьшение величины J до значения 3000 кг·м² при первоначальных остальных параметрах привело к тому, что колебания затухли (рисунок 11,в). Это можно объяснить изменением обратных связей в результате изменения собственной частоты угловых колебаний остова.

Уменьшение высоты точки прицепа до величины $h_{кр} = 0,25$ м также лишило систему способности самовозбуждаться (рисунок 11,г). Это связано, по-видимому, с тем, с уменьшением высоты точки прицепа уменьшается величина момента продольных сил, действующего на остов, и энергетический баланс в системе становится отрицательным.

Процесс самовозбуждения колебаний реально наблюдался при испытаниях колесного универсально-пропашного трактора тягового класса 2 [3]. Трактор имел одинаковые передние и задние ведущие колеса и смещенный вперед центр масс. Колебания остова возникали при движении трактора по ровному опорному основанию в агрегате с прицепной машиной. Амплитуда колебаний имела возрастающий характер и за короткий промежуток времени могла достичь таких значений, что колеса трактора отрывались от опорного основания. Колебания начинались и происходили при значительном буксовании ведущих колес (20% и более).

Выводы

1. Теоретически установлено, что при работе пневматического колеса в ведущем режиме между вертикальной нагрузкой на колесо и его силой тяги существует связь. Связь эта неоднозначная, ее характер зависит от режима работы колеса, в частности от величины

буксования.

2. При несовпадении центра масс остова и его центра упругости существует связь между вертикальными и продольно-угловыми колебаниями остова машины. Эта связь тоже неоднозначная.
3. При определенных соотношениях параметров тягового средства возможно установление в системе положительных обратных связей между источником энергии, который реагирует на изменение касательных сил, и состоянием системы, которое обуславливает изменение вертикальных нагрузок на колеса. В этом случае система становится потенциально автоколебательной и в ней возможно самовозбуждение колебаний.
4. Предложенная теория требует дальнейшего развития.

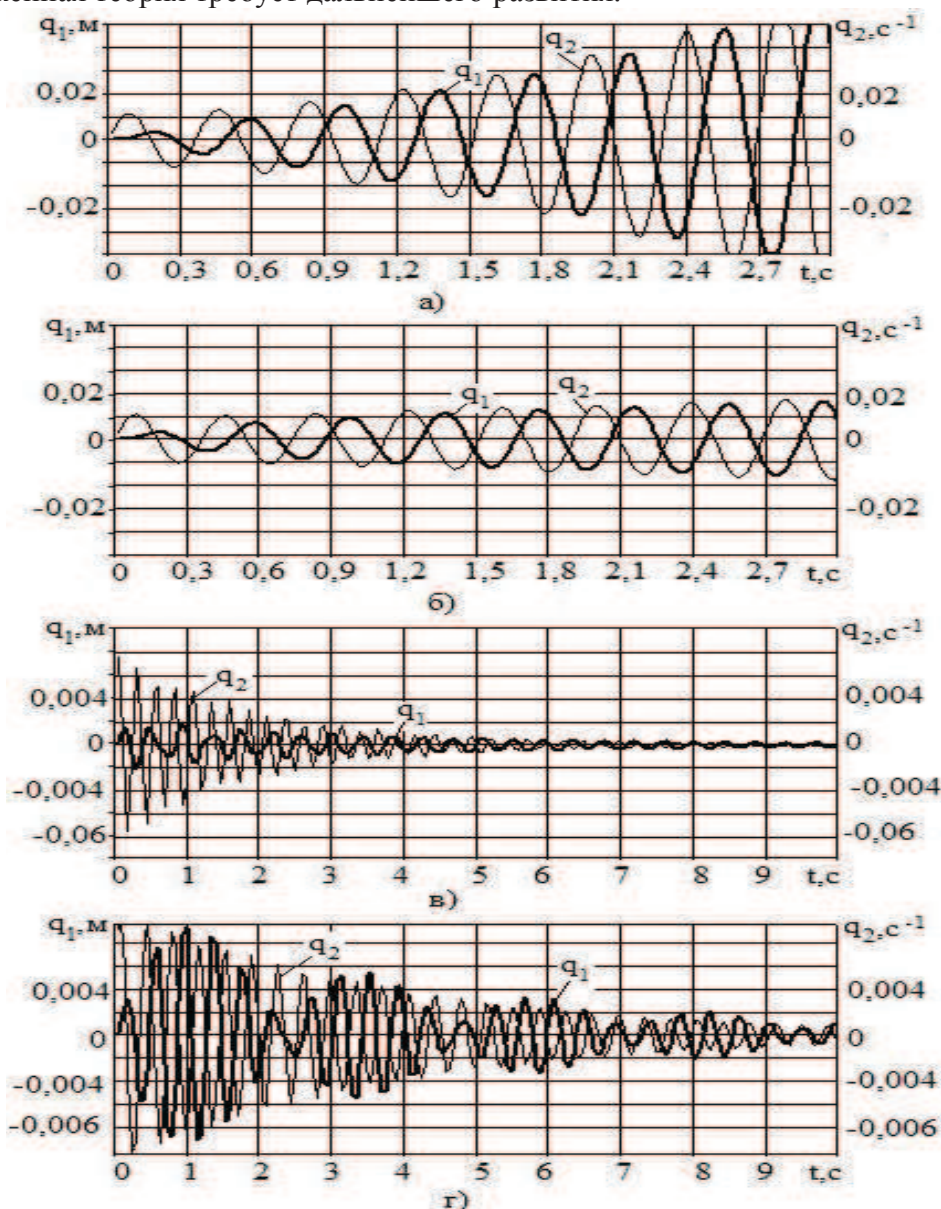


Рисунок 11. Колебания остова машины

Литература

1. Львов Е.Д. Теория трактора. - М.: Машгиз, 1960. - 252 с.
2. Щетинин Ю.С., Никитин В.В. Влияние вертикальной нагрузки на тяговые свойства пневматического колеса. // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2003, № 6. с. 18-21.
3. Полетаев А.Ф., Щетинин Ю.С., Милосердов Н.В., Дорохов А.Т. Некоторые результаты экспериментальных исследований низкочастотных колебаний остова трактора ЛТЗ-145. // Повышение надежности, долговечности и тягово-сцепных свойств трактора. Межвузов-

Формирование регуляторных характеристик дизеля отключением рабочих циклов

д.т.н. проф. Патрахальцев Н.Н., к.т.н. доц. Эммиль М.В.
РУДН, Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1573

Аннотация. Рассматривается способ расчёта числа рабочих циклов дизеля. Приводятся соответствующие соотношения теории ДВС и графики зависимости числа работающих цилиндров от общего числа цилиндров двигателя.

Ключевые слова: дизель, регуляторная характеристика, регулирование дизеля, отключение циклов

Отключение части цилиндров или отдельных циклов автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как метод регулирования мощности на режимах частичных нагрузок и холостого хода (ХХ) находит применение на многих двигателях. В качестве примеров можно привести отключение группы цилиндров у шестицилиндровых бензиновых ДВС, оснащённых системой распределённого впрыскивания топлива, и отключение двух цилиндров тракторного дизеля Д-160 при переходе на режим минимальной частоты вращения ХХ. Однако примеры промышленного применения методов регулирования частоты вращения таким способом и, соответственно, формирования регуляторных характеристик, авторам неизвестны. Учитывая, что на дорогах РФ эксплуатируется очень большое количество грузовых автомобилей и тракторов с традиционными, уже устаревшими, топливными системами дизелей, применение метода отключения части цилиндров или циклов представляется актуальным. Особенно это касается дизель-генераторных установок, поскольку в этом случае формируется только регуляторная характеристика номинального режима. В многоцилиндровом дизеле при таком способе регулирования можно обеспечить "скользящее" отключение рабочих циклов по цилиндрам при сбросе нагрузки, а в одноцилиндровом дизель - генераторе программа регулирования вообще упрощается.

В современных автомобильных двигателях с электронным управлением, как дизелях, так и бензиновых, программа регулирования заложена в микропроцессоре электронного блока управления (ЭБУ), что обеспечивает всю гамму рабочих режимов двигателя. Переоснащение системы автоматического регулирования (САР) дизеля с традиционной топливной аппаратурой для управления пропуском рабочих циклов технически возможно установкой на линии высокого давления клапана – отключателя, выполненного на базе клапана – регулятора начального давления (РНД) [2]. Испытания клапана показали хорошие его работоспособность и быстрдействие, обеспечивающие пропуск одного цикла. Трудность создания такой САР в основном заключается в необходимости использования программы электронного управления отключением циклов в зависимости от величины нагрузки.

Принципиальная схема работы такой системы достаточно проста. Рейка ТНВД устанавливается на упор максимальной подачи и фиксируется. При сбросе нагрузки по сигналу от силовой электрической линии дизель – генератора или от датчика частоты вращения ЭБУ определяет число рабочих циклов, обеспечивающих режим частичной нагрузки или режим ХХ при полном сбросе нагрузки, а также наклон регуляторной характеристики.

Задачей регулирования двигателей является поддержание соответствия между нагрузкой и развиваемой двигателем мощностью. Рассмотрим задачу регулирования при постоянной частоте вращения. На номинальном режиме двигатель развивает расчётную мощность, и число рабочих циклов соответствует номинальной частоте вращения. Поскольку при полном сбросе нагрузки индикаторная мощность двигателя (N_i) полностью расходуется на преодоление механических потерь (N_m), то для определения числа рабочих циклов нужно рассмотреть отношение индикаторных мощностей, которое с учётом известных классических