

Применение численного метода при исследовании ходовых систем многоопорных колёсных лесотранспортных машин

12, декабрь 2016

Клубничкин Е. Е.¹, Клубничкин В. Е.^{1,*}

УДК: 630.37

¹Россия, Мытищи, МФ МГТУ им. Н.Э. Баумана

*vklubnichkin@gmail.com

Введение

Многоопорные лесные машины с неблокированными тремя и более колесами на борт с точки зрения расчета их подвесок занимают промежуточное положение между обычными автомобилями и многоцелевыми гусеничными машинами. Разбивка масс автомобиля на одноопорные массы, обычно применяемая для расчета подвесок автомобилей, может привести к существенным ошибкам при оценке качества подвесок многоопорных лесотранспортных машин.

Основная часть

Многоопорные лесотранспортные машины с неблокированными тремя и более колесами на борт с точки зрения расчета их подвесок занимают промежуточное положение между обычными автомобилями и многоцелевыми гусеничными машинами. Разбивка масс автомобиля на одноопорные массы, обычно применяемая для расчета подвесок автомобилей, может привести к существенным ошибкам при оценке качества подвесок многоопорных лесных машин. Методика расчета систем поддрессоривания многоцелевых гусеничных машин учитывает многоопорность, но не учитывает жесткость шины и массу катка (жесткость шины весьма велика по сравнению с жесткостью рессоры, масса катка невелика) [1, 4, 18, 20]. Жесткость шины многоопорной лесной машины сравнима с жесткостью рессоры и что самое главное при расчете подвесок таких машин нельзя не учитывать влияния на колебания корпуса неподрессоренных масс из-за их величины [14 - 17].

Все эти обстоятельства приводят к необходимости применения для расчета подвесок таких машин специфической, по сравнению с существующими, методики расчета, более полно учитывающей особенности этих подвесок.

Рекомендовать для расчета таких подвесок вероятностные методы трудно из-за различного числа колес на борт для разных многоопорных машин и ввиду их недостаточной разработанности даже для обычных автомобилей.

Использование для расчета подвесок многоопорных колёсных лесных машин дифференциальных линейных уравнений усложняет задачу, так как приводит к необходимости совместного решения шести дифференциальных уравнений (для четырехопорной машины) [2, 5, 9, 11, 13].

Решение таких уравнений без использования компьютера весьма трудоемко. Если использовать для расчета компьютер, то целесообразно попутно учесть и нелинейности, свойственные подвескам [6 - 8].

При современном состоянии электронно-вычислительной техники для расчета подвесок многоопорных лесных машин наиболее удобными считаются прикладные пакеты программ, учитывающие нелинейность работы подвески, требующие использования какого-либо численного метода расчета. Обычно в прикладных пакетах для решения дифференциальных уравнений используется метод Рунге-Кутты. Для рассматриваемой задачи этот метод создает некоторые неудобства. Одно из неудобств состоит в том, что довольно трудно установить достоверность полученных результатов. Главное неудобство связано со сложностью формул, используемых для расчета даже в случае использования более простого и менее точного варианта этого метода (метода Рунге-Кутты второго порядка).

Рассмотрим вкратце порядок использования этого метода решения уравнений движения двухмассовой системы (рис.1).

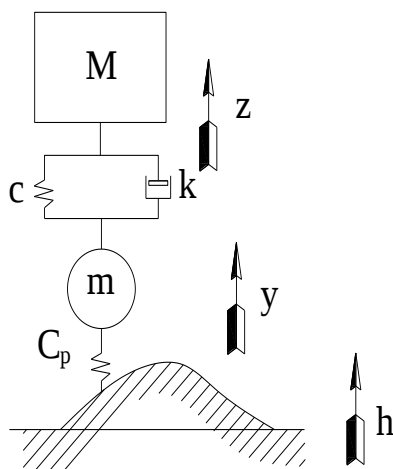


Рис. 1. Схема двухмассовой колебательной системы

В этом случае дифференциальные уравнения движения следует представить в виде:

$$\dot{x} = \frac{k}{M}(p - x) + \frac{c}{M}(y - z) = f(x; y; p; z); \quad (1)$$

$$\dot{z} = x; \quad (2)$$

$$\dot{p} = -\frac{k}{m}(p - x) - \frac{c}{m}(y - z) - \frac{c_p}{m}(f(t) - y) = g(t; x; y; z; p); \quad (3)$$

$$\dot{y} = p. \quad (4)$$

Если использовать метод Рунге-Кутты второго порядка, то решение уравнений (1-4) следует искать в виде:

$$x_{n+1} = x_n + \frac{1}{2}(k_1 + k_2); \quad (5)$$

$$z_{n+1} = z_n + \frac{1}{2}(m_1 + m_2); \quad (6)$$

$$p_{n+1} = p_n + \frac{1}{2}(l_1 + l_2); \quad (7)$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{2}(r_1 + r_2). \quad (8)$$

Величины $k_1, k_2, \dots, z_2$ определяются по формулам:

$$k_1 = \Delta t f(x_n; y_n; p_n; z_n); \quad (9)$$

$$m_1 = \Delta t x_n; \quad (10)$$

$$l_1 = \Delta t g(t_n; x_n; y_n; p_n; z_n); \quad (11)$$

$$r_1 = \Delta t p_n; \quad (12)$$

$$k_2 = \Delta t f(x_n + H_1; y_n + z; z_n + m_1; p_n + l_1); \quad (13)$$

$$m_2 = \Delta t(x_n + k_1); \quad (14)$$

$$l_2 = \Delta t g(t_n + \Delta t; x_n + H_1; y_n + z; z_n + m_1; p_n + l_1); \quad (15)$$

$$r_2 = \Delta t(p_n + l_1). \quad (16)$$

Формулы (5 - 16) несложны по структуре, но требуют двух кратной подстановки в дифференциальные уравнения и громоздких вычислений. Последнее обстоятельство приводит к весьма трудоемкому программированию и может привести к переполнению оперативной памяти компьютера средней мощности [10].

Численный метод Эйлера значительно проще и в ряде случаев более надежен.

Проведенные сравнительные вычисления обоими методами для частного примера дали при одинаковом интервале расчета практически идентичные результаты для перемещений и довольно значительно расходящиеся ускорения. Метод Эйлера может иметь высокую точность, но для обеспечения этой точности величина интервала расчета для него должна быть меньше, чем для метода Рунге-Кутты. Это может привести к некоторому снижению темпа счета при использовании метода Эйлера. Однако практически метод Эйлера может дать и более высокий - темп счета из-за указанной выше вероятности переполнения оперативной памяти компьютера.

При использовании метода Эйлера действующие на кузов усилия со стороны подвесок принимаются постоянными на интервале расчета. При надлежащем выборе интервала расчета точность последнего может быть высокой. Интервал расчета следует выбирать в зависимости от наименьшего ожидаемого периода воздействия на колесо со стороны неровности в пределах 0,01-0,04 сек. Интервал расчета в случае большой скорости движения машины, короткой и крутой неровности и ярко выраженной нелинейности должен быть дополнительно уменьшен. Если силы и моменты,

действующие на кузов и колеса, постоянны на интервале расчета, то их движения описываются формулами равноускоренного (равнозамедленного) движения:

$$\ddot{\varphi}_{\Pi+1} = \frac{\sum M_i}{J}; \quad (17)$$

$$\dot{\varphi}_{\Pi+1} = \frac{\sum M_i}{J} \Delta t + \dot{\varphi}_{\Pi}; \quad (18)$$

$$\varphi_{\Pi+1} = \frac{\sum M_i}{2J} \Delta t^2 + \dot{\varphi}_{\Pi} \Delta t + \varphi_{\Pi}; \quad (19)$$

$$z_{\Pi+1} = \frac{(\sum P_i)_{\Sigma}}{M}; \quad (20)$$

$$\dot{z}_{\Pi+1} = \frac{(\sum P_i)_{\Sigma}}{M} \Delta t + \dot{z}_{\Pi}; \quad (21)$$

$$z_{\Pi+1} = \frac{(\sum P_i)_{\Sigma}}{M} \Delta t^2 + \dot{z}_{\Pi} \Delta t + z_{\Pi}; \quad (22)$$

$$\dot{y}_{(\Pi+1)_i} = \frac{\sum P_i}{m} \Delta t + \dot{y}_{\Pi i}; \quad (23)$$

$$y_{(\Pi+1)_i} = \frac{\sum P_i}{2m} \Delta t^2 + \dot{y}_{\Pi} \Delta t + y_{\Pi}, \quad (24)$$

где $\sum M_i$ – сумма моментов, действующих на кузов в течение данного интервала;

$\varphi_{\Pi+1}; \dot{\varphi}_{\Pi+1}; \ddot{\varphi}_{\Pi+1}$ – угловое перемещение, скорость и ускорение в конце данного интервала;

$\varphi_{\Pi}; \dot{\varphi}_{\Pi}; \ddot{\varphi}_{\Pi}$ – угловое перемещение, скорость и ускорение в начале данного интервала;

J – момент инерции поддресоренных частей относительно центра тяжести;

Δt – интервал расчета;

$z_{\Pi+1}; \dot{z}_{\Pi+1}; \ddot{z}_{\Pi+1}$ – линейное перемещение, скорость и ускорение центра тяжести в конце данного интервала расчета;

$z_{\Pi}; \dot{z}_{\Pi}; \ddot{z}_{\Pi}$ – линейное перемещение, скорость и ускорение центра тяжести в начале данного интервала;

$(\sum P_i)_{\Sigma}$ – сумма сил, действующих на кузов в течение данного интервала расчета;

M – поддресоренная масса;

$y_{(\Pi+1)_i}; \dot{y}_{(\Pi+1)_i}$ – перемещение и скорость центра i -того колеса в конце данного интервала;

$y_{\Pi_0}; \dot{y}_{\Pi}$ – перемещение и скорость центра i -того колеса в начале данного интервала;

$Z.P.$ – сумма сил, действующих на i -тое колесо в течение данного интервала;

m – масса колеса.

Расчет следует вести в следующем порядке.

1) Задаемся начальными условиями - считаем, что в течение первого интервала расчета кузов не перемещается, а дополнительные, по отношению к статическим, деформации шины и рессоры переднего колеса в конце первого интервала расчета одинаковы и равны половине вертикального перемещения точки контакта колеса и неровности. Считаем также, что вертикальная скорость переднего колеса в тот же момент времени равна половине вертикальной скорости указанной точки контакта. Последняя скорость определяется дифференцированием функции, задающей высоту неровности.

Такой функцией для многоопорных колёсных лесных машин, учитывая дорожные условия их движения, следует, по мнению авторов, принять отрезок синусоиды с тремя-четырьмя волнами [12, 19].

Вообще численный метод расчета позволяет принять любые неровности, например, "стандартный" набор случайных неровностей, но это несколько осложнит программирование и потребует большого объема памяти компьютера.

Необходимо использовать для расчета подвески рассматриваемых машин опыт расчета системы подрессоривания многоцелевых гусеничных машин при движении их по синусоиде. Следует использовать ряд синусоид с длиной волны от L до $2L$ (L -база машины) и высотой в 0,2 м (амплитуда синусоиды 0,1 м), а также проверить поведение машины в условиях "тряски".

Возвращаясь к порядку проведения расчета, следует отметить, что, как показала практика проведенных расчетов, возможное несоответствие задаваемых начальных условий реальным условиям движения для принятой неровности не сказывается на конечных результатах расчета ввиду малости интервала.

2) По величинам дополнительных деформаций и характеристикам рессоры и шины (рис. 2 и 3) определяем дополнительные, по отношению к статическим, силы, действующие на колесо (со стороны рессоры P и шины $P_{ш}$) в течение второго интервала расчета. Порядок определения этих сил виден из указанных рисунков (для ЭВМ характеристики аппроксимируются рядом прямых). Усилия, действующие на колесо (кузов) вверх, считаем положительными.

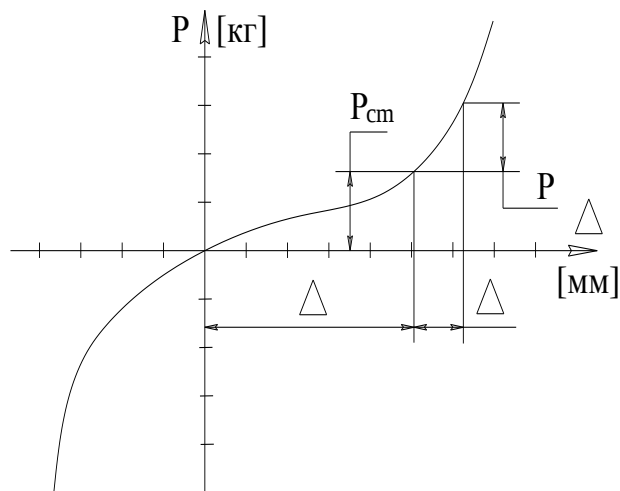


Рис. 2. Характеристика рессоры

3) По величине скорости колеса и характеристике амортизатора (рис. 4) определяем усилие P_a , действующее на переднее колесо со стороны амортизатора в течение второго интервала расчета. Порядок определения этого усилия виден из рис. 3.

4) По формулам (20 - 24) определяем ускорение, скорость и перемещение центра тяжести кузова, скорость и перемещение переднего колеса в конце второго интервала расчета.

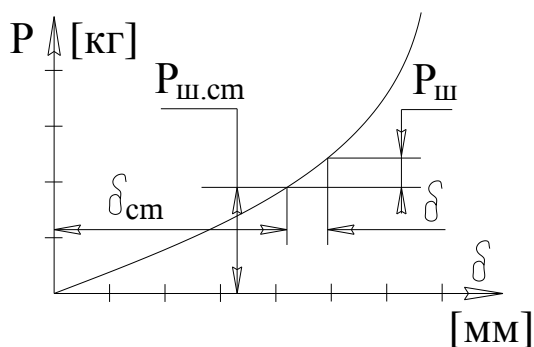


Рис. 3. Характеристика шины

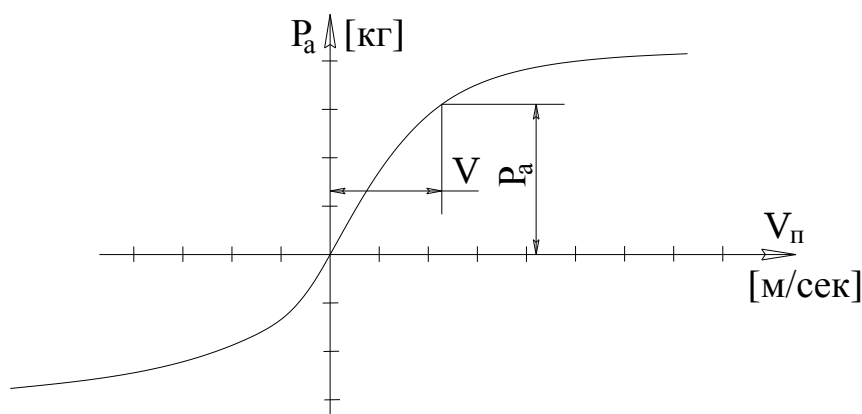


Рис. 4. Характеристика амортизатора

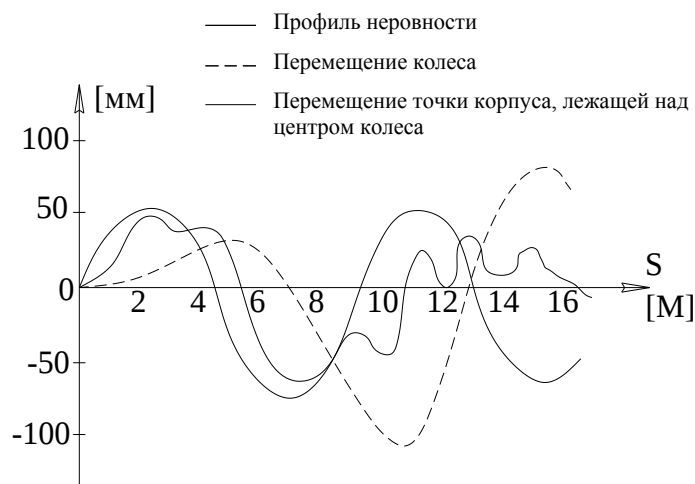


Рис. 5. График колебания корпуса и переднего колеса на неровности

5) Определяем сумму моментов относительно центра тяжести, действующих на корпус в конце первого интервала расчета, и по формулам (17 - 19) - угловое ускорение, скорость и перемещение кузова в конце второго интервала. Момент, направленный по часовой стрелке, считаем положительный.

6) Определяем дополнительные деформации шин и рессор, скорости плунжеров амортизаторов всех колес в конце второго интервала расчета по формулам:

$$\delta_i = f(t_i) - y_{ni}; \quad (25)$$

$$\Delta_i = -z_{ni} - \varphi_{ni} l_i + y_{ni}; \quad (26)$$

$$v_i = -\dot{z}_{ni} - \dot{\varphi}_{ni} l_i + \dot{y}_{ni}. \quad (27)$$

В формулах (26 - 27) расстояния l_i для колес, находящихся сзади от центра тяжести, отрицательны. Порядок определения P_{wi} P_i P_{ai} для всех колес аналогичен изложенному в пунктах 2 и 3.

7) По формулам (20 - 24) определяем $\ddot{z}_3, \dot{z}_3, z_3$, скорости и перемещения всех катков в конце третьего интервала.

8) Определяем $\sum M_i$ и по формулам (17 - 19) - $\ddot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_3, \varphi_3$ в конце третьего интервала и т.д.

Если в конце какого-либо интервала $\delta_i = 0 (\delta_i < 0)$, то это свидетельствует об отрыве колеса (отрыв колеса может произойти также из-за упора в нижние ограничители хода колес, если они имеются). На всех последующих интервалах расчета до появления $\delta_i > 0$, $P_{wi} = -(G_n + G_k)$ вес поддрессоренных и неподдрессоренных частей, приходящийся на одну шину, не уравновешивается ее статической реакцией.

У многоцелевых гусеничных машин с мощными амортизаторами довольно часто встречается (но занимает небольшой отрезок времени) явление "динамического" отрыва. Признак такого отрыва - $P_{ai} > P_i$ на ходе отбоя. Для рассматриваемой подвески выполнение этого неравенства не определяет отрыва колёса, а свидетельствует только об изменении характера его движения (кроме P_{ai} и P_i , к колесу приложена P_{wi} и сила инерции колеса). По результатам вычислений могут быть построены графики, подобные представленному на рис. 5 (аналогичные графики легко построить и для скоростей и ускорений), либо их результаты могут быть, использованы в каком-либо ином виде (например, в виде скоростных характеристик по допустимым ускорениям и бесперебойного движения).

График на рис. 5 можно использовать не только для оценки качества подвесок с точки зрения плавности хода, но и с точки зрения "удерживания" колесами профиля пути. Однако это обстоятельство не имеет большого значения в рассматриваемых машинах из-за их многоопорности.

Заключение

Самый существенный недостаток численного метода, даже в случае использования простого метода Эйлера, - объем вычислений, возрастающий из-за того, что численный метод не дает без большого количества вычислений ответа о качественном влиянии того или иного фактора. Этот недостаток для современных быстродействующих компьютеров становится второстепенным.

Предлагаемый метод расчета целесообразно использовать и в некоторых других случаях, например, для вычисления данных, облегчающих контроль результатов, для расчета вторичных систем поддрессирования и т.д.

Список литературы

- [1]. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. 2nd Edition. / J.Y. Wong. 2009. 488 p.
- [2]. Ксенович И.П., Гоберман В.А., Гоберман Л.А. Наземные тягово - транспортные системы. / Энциклопедия. В 3-х томах. Т. 3. М.: Машиностроение. 2003. 788 с.
- [3]. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. Переходный режим при повороте колесной шарнирно-сочлененной лесозаготовительной машины // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. 2015. Т. 19. № 1. С. 107-110.
- [4]. Laughery S., Gerhart G., Goetz R. Bekker's Terramechanics Model for Off-Road Vehicle Research. 2nd ed. Publisher: Warren, MI: US Army TARDEC. 1990. 31 p.
- [5]. Клубничкин Е.Е. Котиков В.М., Клубничкин В.Е. Общая методика исследования проходимости колёсных машин с тандемными тележками, оснащёнными гусеничными цепями // Естественные и технические науки. 2010. № 3. С. 327-334.
- [6]. Базаров С.М., Григорьев И.В., Киселев Д.С., Никифорова А.И., Иванов А.В. Влияние деформации движителей колесно-гусеничных машин на их проходимость по лесосеке // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 4 (16). С. 36-40.
- [7]. Макаров В.С., Гончаров К.О., Беляков В.В., Зезюлин Д.В., Беляев А.М., Папунин А.В., Редкозубов А.В. Определение характеристик микропрофиля дорог, предназначенных для движения транспортно-технологических машин // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 5. С. 113.
- [8]. Котиков В.М., Клубничкин Е.Е. К вопросу о методике исследования нагруженности гусеничных цепей колесных машин с тандемными тележками // Естественные и технические науки. 2010. № 3(47). С. 321-326.
- [9]. Беляков В.В., Аникин А.А., Бабанов Н.Ю., Барахтанов Л.В. и др. Полотно пути транспортно-технологических машин (справочные материалы к теории «машина-местность»). Учебник / под ред. В.В. Белякова, А.А. Куркина. Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2014. 447 с.

- [10]. Клубничкин В.Е. Оценка влияния внешних условий на лесозаготовительные машины // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. 2010. № 6 (75). С. 119-123
- [11]. Беляков В.В., Беляев А.М., Бушуева М.Е., Вахидов У.Ш., Гончаров К.О., Зезюлин Д.В., Колотилин В.Е., Лелиовский К.Я., Макаров В.С., Папунин А.В., Тумасов А.В., Федоренко А.В. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. № 3 (100). С. 145-174.
- [12]. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. К вопросу оценки устойчивости шарнирно-сочлененного колесного шасси лесозаготовительной машины // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. 2015. Т. 19. № 1. С. 111-115.
- [13]. Беляков В.В., Зезюлин Д.В., Колотилин В.Е., Макаров В.С. Подвижность наземных транспортно-технологических машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. № 4. С. 72-77.
- [14]. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. 2-е изд. пер. и доп. М.: Машиностроение. 1972. 192 с.
- [15]. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. 2nd Edition. Elsevier, Oxford, England. 2010. 488 p. ISBN: 978-0-7506-8561-0.
- [16]. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобилей. Изд. 3-е перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1972. 395 с.
- [17]. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. / Пер. с англ. В.В. Гуськова. М.: Машиностроение. 1973. 520 с.
- [18]. You S., Leser C., Young E. Tools for Integration of Analysis and Testing. // SAE Technical Paper. 2003. 9 p. DOI: 10.4271/2003-01-1606
- [19]. Котиков В.М., Еремеев Н.С., Ерхов А.В. Лесозаготовительные и трелевочные машины. М.: Academia. 2004. 336 с.
- [20]. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1989. 280 с.