

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С МАХОВИЧНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Астахов Э. И., маг. Кузнецов Е.Н., асп. Шкурко С. С.

УО «Белорусский национальный технический университет», Минск

В настоящее время среди двигателей мобильных машин преобладают двигатели внутреннего сгорания, частично в новых образцах электродвигатели, а также комбинированные или гибридные двигатели. В связи с повышением современных требований к экологической чистоте городского автотранспорта повышается интерес к так называемому маховичному или инерционному двигателю, в котором быстровращающийся маховик обеспечивает большой запас кинетической энергии для движения мобильной машины (автомобиля) на конечное значительное расстояние. В работе профессора Гулия Н. В. [1], фирмы «Кларк», Volvo и других показано использование маховиков в гибридных двигателях совместно с ДВС или с электрическими двигателями. Такие гибридные двигатели являются более универсальными и могут обеспечить любые маршруты движения, однако являются более сложными. Для отдельных видов автотранспорта, например, для маршрутного такси с длительными стоянками на конечных остановках, более целесообразным является, по нашему мнению, использование чисто маховичного двигателя с «зарядкой» (раскруткой) маховика в гараже в начале смены и дозарядки на конечных остановках. Ранее в работах [2,3] авторов показано применение маховичного двигателя для легкового переднеприводного автомобиля такси. В данной работе рассматривается другая схема грузопассажирского маршрутного такси заднеприводного автомобиля для перевозки грузов и пассажиров.

Кинематическая схема предлагаемого автомобиля показана на рисунке 1. Вращающийся маховик 1 установлен в герметичном корпусе 2 с волновой передачей 3 для снижения вентиляционных потерь и шума. Вращение от тихоходного вала волновой передачи передается на коническую передачу 4 и далее, через муфту сцепления 5, на двухступенчатый клиноременный вариатор 6, зубчатую передачу 7, карданный вал 8, конический дифференциал 9 и на полуоси ведущих колес 10. Ведомые колеса 11 связаны с рулевым механизмом 12. Разгонный электродвигатель 13 через обгонную муфту подключается к вариатору, для раскрутки маховика. Одна из ступеней вариатора 6 связана с педалью 14 регулирования скорости движения автомобиля, а другая ступень является следящей, с автоматической регулировкой передаточного числа вариатора, для поддержания постоянной скорости выходного вала при уменьшении частоты вращения маховика.

Схема внешних сил сопротивлений и моментов мобильной машины представлена на рисунке 2, для наиболее тяжелого случая трогания с места при подъеме на гору: $M_{\text{ш}}$ - момент сопротивления перекачиванию пневмошин; M_g - момент составляющей силы веса $G = mg$. При движении маршрутного такси возникают силы сопротивления движению создаваемые внешней средой. Это сила сопротивления дороги и сила сопротивления воздуха. Сила сопротивления дороги $F_{\psi} = F_f + F_n$, где F_f - сила сопротивления качению автомобиля, F_n - сила сопротивления подъёму. $F_f = fG_a$, где f - коэффициент сопротивления качению, $F_n = G_a \sin \alpha$, где α - угол подъема продольного профиля дороги. Сила сопротивления воздуха $F_g = k_g A_g V^2$, где k_g - коэффициент сопротивления воздуха, $A_g = \alpha B_r H_r$ - площадь лобового сопротивления микроавтобуса. Следовательно, моменты этих сил сопротивления равны: $M_{\psi} = (fG_a + G_a \sin \alpha)r_k$ и $M_g = k_g A_g V^2 r_k$.

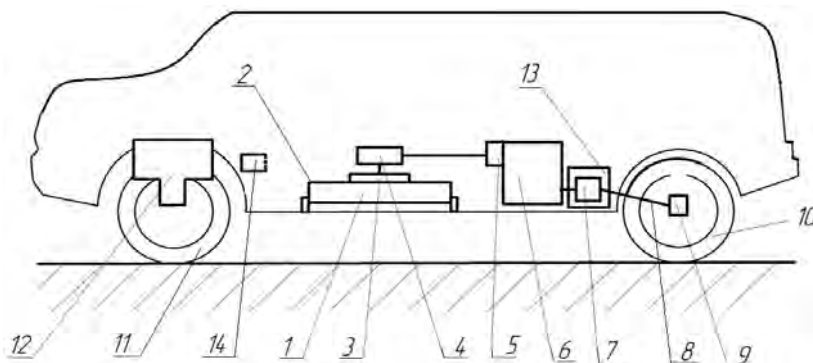


Рисунок 1 – Общий вид заднеприводного автомобиля с маховичным двигателем:

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: 1 - маховик, 2- корпус, 3 - волновая передача, 4 - коническая передача, 5 – муфта сцепления, 6 - вариатор, 7- зубчатая передача, 8 – карданный вал, 9 – конический дифференциал, 10 – ведущие колеса, 11 – ведомые колеса, 12 – рулевой механизм, 13 - электродвигатель, 14 – педаль

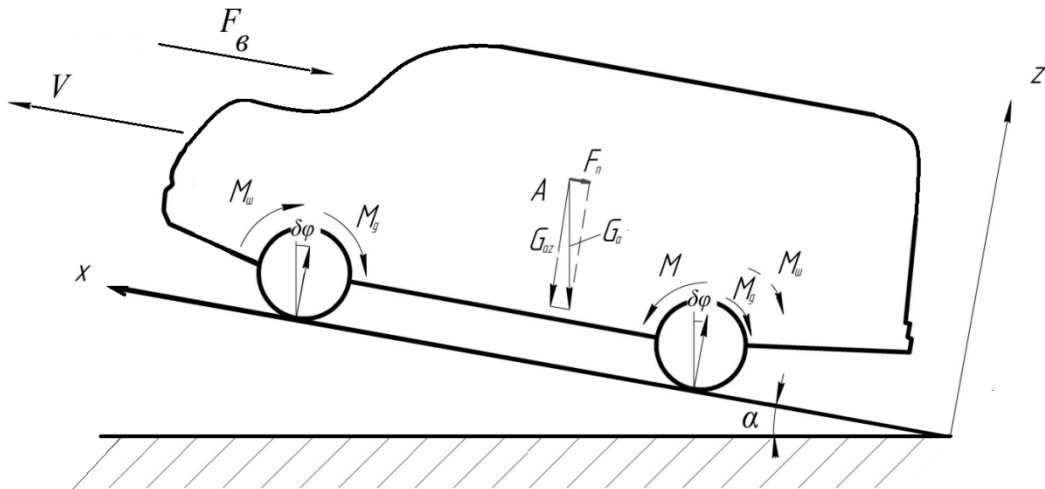


Рисунок 2 – Схема сил и моментов сопротивления автомобиля при подъеме

Динамическая модель, принимаемая для расчета динамики разгона микроавтобуса маршрутного такси, представлена на рисунке 3.

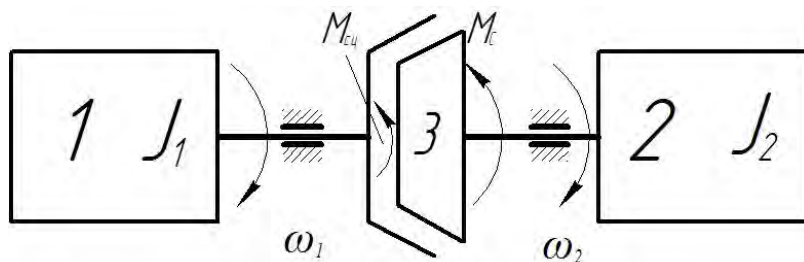


Рисунок 3 – Динамическая расчетная модель трансмиссии автомобиля (при идеально жестких звеньях)

Динамическая модель до сцепления полумуфт представляет собой вращающуюся массу, характеризующуюся приведенным моментом инерции J_1 маховика, а вторая J_2 представляет собой инерционный параметр трансмиссии и автомобиля, на которую (звено приведения – ось пневмошин) действует приведенный момент инерции $M_n^c = M_\psi + M_\theta$. Между этими массами расположена муфта сцепления 3, при замыкании которой в ней возникает момент сцепления $M_{сц}$. После сцепления полумуфт динамическая модель становится одномассовой с общим приведенным моментом инерции: $J_n = J_1 + J_2$. Так как время сцепления по сравнению с общим временем разгона незначительно, то, пренебрегая этой фазой, для основной фазы разгона будем использовать одномассовую модель с приведенным моментом инерции J_n , при этом считая, что автомобиль к началу основной фазы разгона уже достиг определенной начальной скорости, за счёт фазы включения сцепления. Величина приведенного момента инерции J_n полученная из равенства кинетической энергии и рассчитана для случая предполагаемого линейного закона разгона в следующем виде:

$$J_n = \frac{J_2}{U_{k-1}^2} + J_1,$$

где J_1 – постоянная составляющая вращающихся звеньев ведомой части связанной с колесом автомобиля;

J_2 – составляющая ведущей части звеньев с маховиком.

График зависимости приведенного момента инерции $J_n(\varphi)$ в функции от угла φ поворота колеса, рассчитанный в диапазоне передаточного отношения вариатора от $U_{1-k}=0,364\div 3,283$ представлен на рисунке 4. Как видно из рисунка 4 приведенный момент инерции J_n при увеличении скорости колеса по линейному закону при разгоне, уменьшается по закону квадратичной гиперболы.

Из уравнения кинетической энергии одномассовой модели с вращающимся звеном приведения:

$$\frac{J_n \omega_0^2}{2} - \frac{J_{n_i} \omega_i^2}{2} = \int_0^\varphi M_n^o d\varphi + \int_0^\varphi M_n^c d\varphi \quad (1)$$

Так как приведенный движущий момент $M_n^o = 0$, формула (1) примет вид:

$$\frac{J_n \omega_0^2}{2} - \frac{J_{n_i} \omega_i^2}{2} = \int_0^\varphi M_n^c d\varphi \quad (2)$$

Из уравнения (2) угловая скорость звена приведения будет равна:

$$\omega_i = \sqrt{\left(2T_0 - 2 \int_0^\varphi M_n^c d\varphi\right) / J_{n_i}} \quad (3)$$

где $T_0 = J_n \omega_0^2 / 2$ – кинетическая энергия системы в начале фазы разгона, она же и начальная кинетическая энергия маховика.

При численном интегрировании способом средних прямоугольников работа приведенного момента сопротивления примет вид:

$$\int_0^\varphi M_n^c d\varphi = \sum_{i=1}^n M_n^c \Delta\varphi = \Delta\varphi \sum_{i=1}^n M_n^c \quad (4)$$

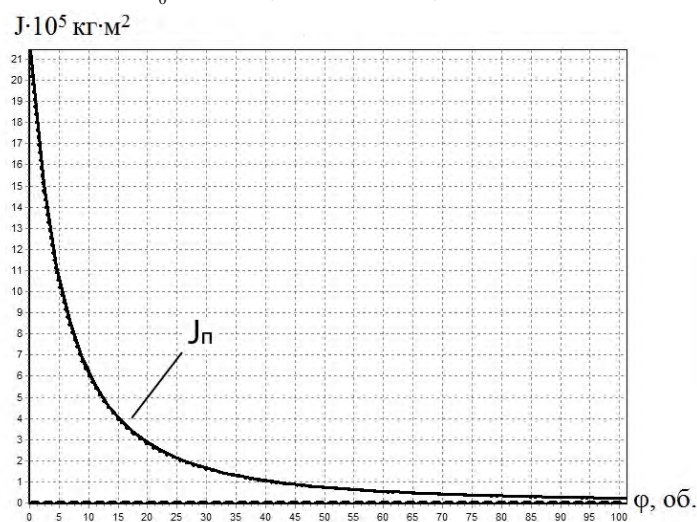


Рисунок 4 – График зависимости приведенного момента инерции

Угловое ускорение колеса ε определяется из дифференциального уравнения движения одномассовой модели:

$$M_n^o + M_n^c = J_n \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2(\varphi)}{2} \cdot \frac{dJ_n}{d\varphi}, \quad (6)$$

отсюда:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \left(-M_n^c - \frac{\omega^2(\varphi)}{2} \cdot \frac{dJ_n}{d\varphi} \right) / J_n(\varphi). \quad (7)$$

При численном дифференцировании с малым интервалом $\Delta\varphi$, с учётом того, что производная $\frac{dJ_n}{d\varphi}$ является отрицательной получим следующее уравнение для углового ускорения:

$$\varepsilon_i = \frac{-M_{n_i}^c - \frac{\omega_i^2(\varphi_i)}{2} \cdot \frac{\Delta J_n}{\Delta\varphi}}{J_{n_i}(\varphi_i)}. \quad (8)$$

Результаты расчетов $\omega_i(\varphi)$ и $\varepsilon_i(\varphi)$, а так же угловой скорости маховика ω_M и производной $\omega'(\varphi)$ представлены на рисунке 5.

Из рисунка 5 видно:

- 1) угловая скорость колеса $\omega(\varphi)$ возрастает по линейному закону, т. к. принято предположение о возрастании передаточного отношения U_{k-1} также по линейному закону;
- 2) угловое ускорение колеса из графика $\varepsilon(\varphi)$ также возрастает по линейному закону;
- 3) угловая скорость маховика ω_M при разгоне микроавтобуса маршрутного такси с наиболее жесткими условиями (преодоления подъёма) уменьшается незначительно.

Такие идеальные линейные законы $\omega(\varphi)$ и $\varepsilon(\varphi)$ можно обеспечить в традиционном варианте автомобиле опытным водителем или при автоматическом управлении с добавлением элементов механатроники.

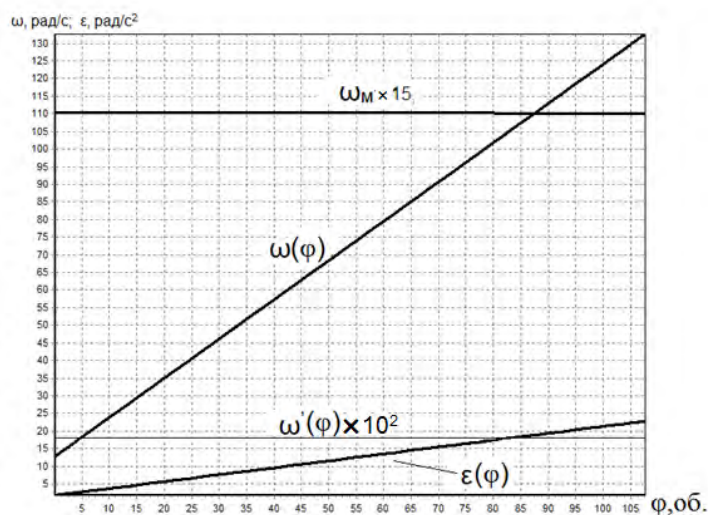


Рисунок 5 – Графики зависимостей скоростей и ускорений

Таким образом, транспортное средство может совершить множество таких разгонов. Если принять, что минимальная скорость маховика, при которой уже необходима дозарядка, должна быть не более чем в 3 раза меньше максимальной, то такая мобильная машина, на основании проведенных расчётов, сможет произвести примерно 200 таких разгонов, а это эквивалентно 50 км общего пути разгонов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гулия Н. В., Инерционные аккумуляторы энергии. Изд-во ВГУ, Воронеж, 1973.
2. Соболевский А. К. Определение динамических параметров мобильной машины с маховичным двигателем/ Соболевский А. К., Астахов Э. И. -Машиностроение. – 2006. – Вып. 22. Т.2. – с. 42 – 46.
3. Астахов Э. И. Анализ динамики разгона и торможения в энергетическом балансе мобильной машины с маховичным двигателем. Современные проблемы машиноведения: тез. докл. VIII Междунар. научн.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. 115-летию со дня рождения П. О. Сухого)/ Астахов Э. И., Шкурко С. С., Пирч А. С. - Гомель, 28-29 окт. 2010г.; под общ. ред. С. Н. Тимошина. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2010. – с.40 – 41.

SUMMARY

The perspective non-polluting automobile of a city fixed-route taxi with the flywheel engine in which quickly rotating flywheel provides propulsion for movement on final distance to 100 km is considered. The analysis of acceleration dynamics at the start of the car from a place is resulted on one-mass dynamic model with a rotating link of reduction. Angular speed of the car wheel was defined from the movement equation in the integrated form of kinetic energy, and a condition of acceleration was defined from the differential equation of movement which are solved by a numerical method.

Поступила в редакцию 12.10.2013