

Давлятов У.Р., Омуров Ж.М.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПО ВЫБОРУ БЕЗОПАСНОГО И ЭФФЕКТИВНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

U.R. Davliatov, G.M. Omurov

DEVELOPMENT OF METHODS OF CALCULATION ON THE SELECTION OF SAFE AND EFFECTIVE REGIME OF MOVEMENT OF TRUCK-TRAIN

УДК: 34.06.: 656.826:656.136

В статье приведены особенности эксплуатации автотранспортных средств в горных условиях, рассмотрены вопросы определения изменения основных параметров седельных автопоездов, при движении в горных условиях (на примере перевала Тоо Ашуу), представлена математическая модель процесса движения седельного автопоезда.

The article describes the peculiarities of operation of vehicles in the mountain conditions, the issues of determination of main parameters change semi-trucks, while driving in mountainous conditions (on the example of the pass Too Ashuu pass), presents a mathematical model of movement of truck-train.

Особенности условий движения по высоте на горных автомобильных дорогах обусловлены, в первую очередь, изменением метеорологических условий в соответствии с изменением отметки расположения участков дорог над уровнем моря. Анализ изменения климата по высоте показал, что с увеличением высоты над уровнем моря ухудшаются метеорологические условия. При ухудшении метеорологических условий ухудшаются соответственно и

условия движения по дороге, а это, в свою очередь, оказывает отрицательное влияние на режим и безопасность движения автомобилей.

Повышение влажности окружающей среды способствует увлажнению и загрязнению покрытия, понижению его сцепных качеств, разрушению обочин, загрязнению инженерного оборудования и т.д.

По мере увеличения высоты над уровнем моря всё более сложным становится рельеф горной местности, увеличиваются продольные уклоны, крутизна склонов хребтов, уменьшаются радиусы кривых в плане (при одновременном увеличении величин углов поворота), видимость на дорогах и т.д. [1, 2].

В настоящей работе рассмотрены вопросы определения изменения основных параметров седельных автопоездов, при движении в горных условиях (на примере перевала Тоо Ашуу). На основе разработанной методики, можно исследовать изменения основных параметров движения седельного автопоезда при различных радиусах поворота, скорости, подъема-спуска, ускорения.

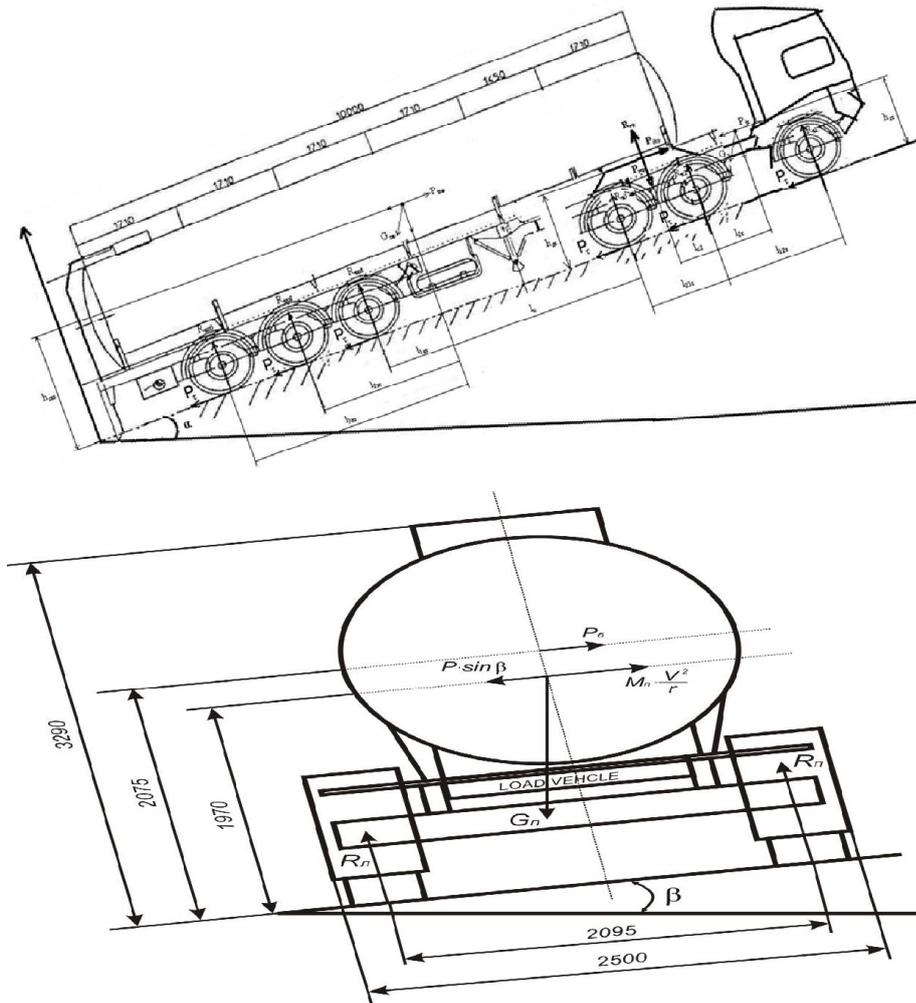


Рис. 1. Автопоезд МАЗ-642208-020 с полуприцепом-цистерной

Используя проекции сил на оси координат и моментов сил относительно осей, нами получена система уравнений для полуприцепа и тягача. В результате решения определяются три силы реакции колес при предположении, что силы реакции левых и правых колес осей неодинаковы, сила реакции сцепного устройства и сила инерция.

Для полуприцепа.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum Z = 0; R_{\kappa} + R_{\zeta} - mg \cos \alpha = 0; \\ \sum X = 0; P_{j\kappa\kappa} - mg \sin \alpha - m \frac{dv}{dt} = 0; \\ P_{j\kappa\kappa} - m \frac{dv}{dt} - mg \sin \alpha - P_n = 0; \\ \sum C(\cdot) = 0; R_{\zeta} l_2 - R_{\kappa} l_1 - P_{j\kappa} (h_g - h_c) - F_x h_g = 0; \\ R_{\kappa} = \frac{m}{L} \left(gl_2 \cos \alpha - \left(\frac{dv}{dt} + g \sin \alpha \right) (h_g - h_c) \right); \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned}
 R_s &= \frac{m}{L} \left(gl_1 \cos \alpha + \left(\frac{dv}{dt} + g \sin \alpha \right) (h_g - h_c) \right); \\
 R_k &= \frac{mg \cos \alpha (l_2 - h_g f_{i1}) - \left(m \frac{dv}{dt} + mg \sin \alpha \right) (h_g - h_c)}{L - h_g f_{i1}}; \\
 R_s &= \frac{m}{L - h_g f_{i1}} \left(g \cos \alpha \cdot l_1 + \left(\frac{dv}{dt} + g \sin \alpha \right) (h_g - h_c) \right); \\
 N_k + (R_n + R_n) \cdot f_{i2} + mg \sin \beta - \frac{m \mathcal{G}^2}{r} - P_B &= 0; \\
 R_n + R_n - mg \cos \beta &= 0; \\
 R_n \cdot \frac{B}{2} - R_n \cdot \frac{B}{2} + (R_n + R_n) \cdot f_{i2} \cdot h_g + N_k (h_g - h_c) - P_B \cdot h_g &= 0; \\
 R_n &= \frac{1}{2B} \left(mg \cos \beta \cdot (B - 2f_{i2}h_c) + 2 \left(mg \sin \beta - \frac{m \mathcal{G}^2}{r} \right) (h_g - h_c) \right); \\
 R_n &= \frac{1}{2B} \left(mg \cos \beta \cdot (B + 2f_{i2}h_c) - 2 \left(mg \sin \beta - \frac{m \mathcal{G}^2}{r} \right) (h_g - h_c) \right); \\
 R_n &= R_{n1} + R_{n2} + R_{n3}; \quad R_{n1} = R_{n2} = R_{n3}; \\
 R_n &= R_{n1} + R_{n2} + R_{n3}; \quad R_{n1} = R_{n2} = R_{n3};
 \end{aligned} \tag{1}$$

Для тягача.

$$\begin{aligned}
 F_1 + F_2 - P_{jk} - mg \sin \alpha &= m \frac{dv}{dt}; \\
 R_1 + R_2 - R_k - mg \cos \alpha &= 0; \\
 -R_1 a + R_2 b - P_{jk} (h_c - h) - R_k l_0 - (F_1 + F_2) h &= 0; \\
 R_2 &= \frac{mg \cos \alpha \cdot a + mg \sin \alpha \cdot h + m \frac{dv}{dt} h + P_{jk} h_c + R_k (a + l_0)}{a + b}; \\
 R_1 &= \frac{mg \cos \alpha \cdot b - mg \sin \alpha \cdot h - m \frac{dv}{dt} h - P_{jk} h_c + R_k (b - l_0)}{a + b};
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_T g \frac{B}{2} \cos \beta + m_T g \sin \beta \cdot h_g - \frac{m_T g^2}{2} h_g + N_k h_c - R_k \frac{B}{2} = 0 \\ \frac{m_T g^2}{r} + N_k - m_T g \sin \beta - \sum R \cdot \varphi_2 = 0 \\ R_l = R_{l2} + R_{l3}; \quad R_{l2} = R_{l3}; \\ R_n = R_{n2} + R_{n3}; \quad R_{n2} = R_{n3}; \end{array} \right.$$

где R_l, R_n - силы реакции колес; R_k - сила реакции сцепного устройства; N_k - боковая сила реакции сцепного устройства; $P_{жпр}$ - продольная сила инерции, действующая на сцепное устройство; m_n - полная масса полуприцепа

и m_T - полная масса тягача; ℓ - расстояние между силами и осями; h - высота центра тяжести; v - скорость автопоезда; α - угол подъема; r - радиус поворота; β - угол поперечного уклона дороги; a_1 - расстояние от центра массы тягача до переднего моста; a_2 - расстояние от центра массы тягача до заднего моста; l_0 - расстояние от центра массы тягача до сцепного устройства; h - высота центра тяжести тягача; B_t - колея тягача; g - ускорение свободного падения, $g=9.8 \text{ м/с}^2$; L - расстояние от заднего колеса полуприцепа до сцепного устройства; h_g - высота центра тяжести полуприцепа; h_c - высота сцепного устройства; l_2 - расстояние от заднего колеса полуприцепа до центра тяжести полуприцепа; l_1 - расстояние от центра тяжести полуприцепа до сцепного устройства; α - продольный угол дороги, $\alpha=0.05$ рад, B - колея полуприцепа; f_{il} - продольный коэффициент сцепления; f_{il} - поперечный коэффициент сцепления; dv/dt - линейное ускорение автопоезда; P_B - поперечное динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны; P_n - продольное динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны.

Таким образом, используя проекции сил на оси координат и моментов сил относительно осей, нами получена система из 28 дифференциальных уравнений. Эти уравнения совместно с начальными и граничными условиями представляют собой математическую модель процесса движения седельного автопоезда.

Данная математическая модель позволяет определить безопасный и эффективный диапазон изменения основных параметров седельных автопоездов, обосновать параметры режима движения, а также параметры, необходимые для определения соответствия эффективности тормозной системы требованиям ГОСТ 22895 - 77, в частности, рассчитать следующие основные параметры, которые дают возможность оценить устойчивое движение седельного автопоезда:

- силы реакции колес и сцепного устройства, боковую силу реакции сцепного устройства, продольную силу инерции, действующую на сцепное устройство;
- критическую скорость, обеспечивающую движение без опрокидывания полуприцепа и тягача;
- критическую скорость, обеспечивающую движение без заноса полуприцепа и тягача.

Список использованной литературы:

4. Магомедов М.М. Горные дороги. Особенности проектирования, строительства и эксплуатации на примере Дагестана. - М.: Техно - полиграфцентр, 2006.-247с.
5. Фаробин Я.Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я.Е. Фаробин, В.А.Овчаров, В.А. Кравцова.- Воронеж: ВГУ 1981.- 160с.

Рецензент: д.т.н., профессор Нусупов Э.С.