

8. Ужеловський В. О. Методичні вказівки до визначення динамічних параметрів об'єктів регулювання для студентів фаху 6.092500 / В. О. Ужеловський, В. С. Ткачов, К. А. Бровченко – Д. : ПДАБА, 2007. – 31 с.

9. Исследование влияния технологических параметров на однородность стекла / Л. И. Чумак, А. А. Москалева // Вестник Приднепровской академии строительства и архитектуры. – 2006. – № 15. – С. 43 – 48.

УДК 629.35.3.072.1

МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОСТІ АВТОПОЇЗДА З ПІДКЕРОВУВАННЯМ КОЛІС ПРИЧЕПНИХ ЛАНОК

О. С. Лиходій, асист., Р. П. Скоков, бакал.

Ключові слова: моделювання динаміки руху, криволінійний рух, седільний автопоїзд, підкерування коліс напівпричепи

Постановка проблеми. Збільшення щільності транспортних потоків, повної маси, швидкостей автомобілів, викликає зростання необхідності у дослідженні та впровадженні новітніх технологій у сфері керованості автотранспорту. Також спостерігається прагнення до скорочення експлуатаційних витрат із метою забезпечення рентабельності перевезень. У зв'язку з цим спостерігається збільшення використання систем автоматичного керування поворотом коліс причіпних ланок. Електронна система керування поворотним пристроєм причепа ETS (Electronic Trailer Steering) – це досконала мікропроцесорна система керування гідравлічним поворотним пристроєм причепа.

Аналіз публікацій. Як науковий напрям питання керованості транспортного засобу (ТЗ) розвинуті такими провідними вченими як Н. Жуковський, Е. Чудаков, Я. Певзнер, А. Литвинов, Я. Фаробін, Д. Антонов, А. Хачатуров, Д. Елліс, М. Оллей, Л. Губер, О. Дітца, П. Рікерт, Т. Шунк, К. Шилінг, І. Рокар, К. Енке, Х. Пасейка, М. Гіспер, П. Зегелаар та ін.

Автори у своїх працях не розглянули питання стосовно моделювання криволінійного руху автопоїзда з підкеруванням коліс причіпних ланок. Також представлений принцип моделювання є складним для подальшого програмування у математичних пакетах ЕОМ.

Мета статті. Використовуючи класичні принципи механіки та механізми матричного числення, скласти модель криволінійного руху автопоїзда з підкеруванням коліс причіпних ланок, реалізувати модель у програмному комплексі MATLAB, оцінити якість моделювання.

При моделюванні прийнято такі припущення: рух автомобіля по криволінійній траєкторії характеризується різними видами зв'язку: шини колеса з опорною поверхнею, ходової частини з рамою та трансмісії з ведучими колесами. Дослідження моделі ТЗ, що враховує всі зв'язки, є завданням великої складності.

У рамках його спрощення приймаємо допущення: модель керованого автопоїзда плоска, зв'язки в елементах тягача та напівпричепи голономні, розподіл динамічних вертикальних реакцій між колесами автопоїзда дорівнює статичному, зв'язки шин із дорожньою поверхнею у боковому напрямку нелінійні та допускають ковзання.

Виклад матеріалу. Розглянемо кінематику повороту автопоїзда з урахуванням відведення його коліс, для цього на рисунку 1 наведено розрахункову схему для визначення кінематичних параметрів автопоїзда.

Виходячи з виразу кутової швидкості $\omega_{mz} = V_{mx} / R_l$, одержимо радіус повороту тягача:

$$R_l = \frac{V_{mz}}{\omega_{mz}}. \quad (1)$$

З огляду на $\operatorname{tg}(\beta_1) = \frac{V_{ry}}{V_{rx}} = \frac{b_1}{R_1}$, зсув центра повороту відносно центра мас тягача дорівнює:

$$b_1 = \frac{V_{my}}{\omega_{mz}} \quad (2)$$

Визначимо кут відведення кожного колеса тягача. Для цього розглянемо лівий і правий борти тягача окремо. Тягач має передній керований міст, кути повороту правого та лівого коліс різні, тому введемо допоміжну величину $\Xi = \Theta + \delta$ для визначення дійсного кута повороту колеса з урахуванням відведення. Прийемо припущення, що колеса задньої осі рухаються без відведення.

$$\operatorname{tg}(\Xi_m) = \frac{l_m \cdot \omega_{mz} + V_{my}}{V_{mx} - \omega_{mz} \cdot (K_m - r_m)} \quad (3)$$

де: $l_m = \begin{bmatrix} a_1 & a_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$, $K_m = 1/2 \cdot \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ K_2 & -K_2 \end{bmatrix}$ – матриці x і y координат коліс тягача;

$r_m = \begin{bmatrix} r_{om} - (1 - \cos(\Theta_{1L})) & -r_{om} + (1 - \cos(\Theta_{1R})) \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ – матриця плеча обкатування;

$\Theta_m = \begin{bmatrix} \Theta_{1L} & \Theta_{1R} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ – матриця кутів повороту коліс тягача;

ω_m – кутова швидкість тягача відносно його центра мас;

V_m – абсолютна швидкість тягача.

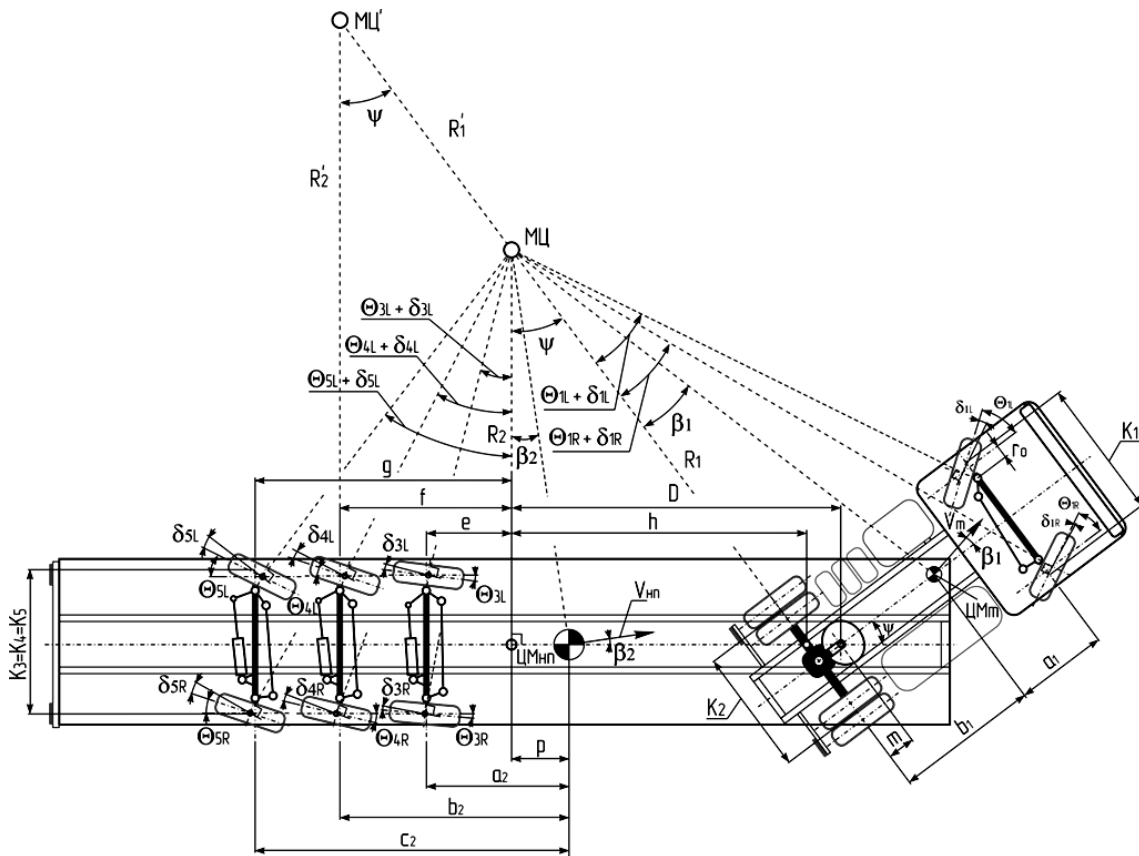


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення кінематичних параметрів автопоїзда

За аналогією з тягачем радіус повороту напівпричепи дорівнює:

$$R_2 = \frac{V_{mzx}}{\omega_{mz}} \quad (4)$$

Виходячи з того, що $\operatorname{tg}(\beta_2) = \frac{p}{R_2} = \frac{V_{my}}{V_{mzx}}$, зсув центра повороту напівпричепи дорівнює:

$$p = \frac{V_{\text{пту}}}{\omega_{\text{ннз}}}, \quad (5)$$

Формування матриці кутів повороту коліс напівпричепа здійснюється такими чином:

$$\Theta_{3L} = \text{arcctg} \left(\frac{d \cdot \text{Ctg}(\psi) - m/\sin(\psi) - K_3/2}{e} \right); \quad (6)$$

$$\Theta_{3R} = \text{arcctg} \left(\text{Ctg}(\Theta_{3L}) + \frac{K_3}{e} \right).$$

Виходячи з теорії автомобіля, визначимо сили, що діють на автопоїзд (рис. 2).

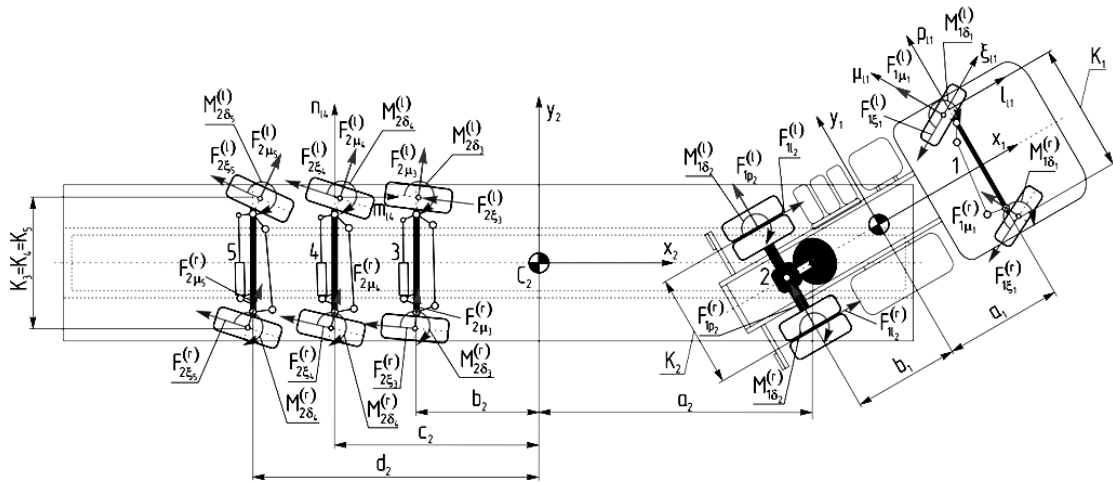


Рис. 2. Схема сил, що діють на автопоїзд при повороті

Моделювання руху автопоїзда здійснювалось на основі двох основних принципів теоретичної механіки: зміни кількості руху та моменту кількості руху системи. Після відповідних перетворень отримаємо два рівняння поступального руху:

$$\begin{cases} (V_{m_x} - \omega_m \cdot V_{m_y}) \cdot (m_m + m_{\text{НП}}) + m_{\text{НП}} \cdot (\omega_m^2 \cdot e_m + \omega_{\text{НП}} \cdot e_{\text{НП}} \cdot \text{Sin}(\psi) + \omega_{\text{НП}}^2 \cdot e_{\text{НП}} \cdot \text{Cos}(\psi)) \\ = \sum_k F_{m_{xk}}^e + \left(\sum_k F_{\text{НП}_{xk}}^e \cdot \text{Cos}(\psi) - \sum_k F_{\text{НП}_{yk}}^e \cdot \text{Sin}(\psi) \right) \\ (V_{m_y} - \omega_m \cdot V_{m_x}) \cdot (m_m + m_{\text{НП}}) - m_{\text{НП}} \cdot (\omega_m \cdot e_m + \omega_{\text{НП}} \cdot e_{\text{НП}} \cdot \text{Cos}(\psi) - \omega_{\text{НП}}^2 \cdot e_{\text{НП}} \cdot \text{Sin}(\psi)) \\ = \sum_k F_{m_{yk}}^e + \left(\sum_k F_{\text{НП}_{xk}}^e \cdot \text{Sin}(\psi) + \sum_k F_{\text{НП}_{yk}}^e \cdot \text{Cos}(\psi) \right) \end{cases} \quad (7)$$

де: m – повна маса тягача (напівпричепа);

e – відстань від точки зчипки до центрів мас відповідно тягача (напівпричепа);

F – матриця зовнішніх та внутрішніх сил, що приведені до центра мас тягача (напівпричепа), та два рівняння руху по колу:

$$I_m \cdot \dot{\omega}_m + m_m \cdot e_m \cdot (\dot{V}_{m_y} + \omega_m \cdot V_{m_x}) = (\{CM_x\} + e_m) \cdot \{F_{TRy}\} - \{CM_y\} \cdot \{F_{TRx}\} = M_{TRp}$$

$$\left(I_{\text{НП}} + m_{\text{НП}} \cdot e_{\text{НП}}^2 \right) \cdot \dot{\omega}_{\text{НП}} + m_{\text{НП}} \cdot e_{\text{НП}} \cdot \left\{ \begin{bmatrix} \dot{\omega}_m \\ \omega_m^2 \end{bmatrix} \cdot e_m + \begin{bmatrix} -\dot{V}_{m_y} \\ \dot{V}_{m_x} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} V_{m_x} \\ V_{m_y} \end{bmatrix} \cdot \omega_m \right\} \cdot \begin{bmatrix} \text{Cos}(\psi) \\ \text{Sin}(\psi) \end{bmatrix} = \quad (8)$$

$$= (\{CM_{x'}\} - e_{\text{НП}}) \cdot \{F_{STy'}\} - \{CM_{y'}\} \cdot \{F_{STx'}\} = M_{STp}$$

Отримані системи рівнянь подано у матричній формі:

$$\begin{bmatrix} (m_m + m_{HP}) & 0 & 0 & (m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot \sin(\psi)) \\ 0 & (m_m + m_{HP}) & (m_m \cdot e_m) & (-m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot \cos(\psi)) \\ 0 & (-m \cdot e_m) & (I_m) & (m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot e_m \cdot \cos(\psi)) \\ (m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot \sin(\psi)) & (-m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot \cos(\psi)) & 0 & (I_{HP} + m_{HP} \cdot e_{HP}^2) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \dot{V}_{m_x} \\ \dot{V}_{m_y} \\ \dot{\omega}_m \\ \dot{\omega}_{HP} \end{bmatrix} = (9)$$

$$= \begin{bmatrix} F_x^e + \omega_m \cdot V_{m_y} \cdot (m_m + m_{HP}) - m_{HP} \cdot (\omega_m^2 \cdot e_m + \omega_{HP}^2 \cdot e_{HP} \cdot \cos(\psi)) \\ F_y^e - \omega_m \cdot V_{m_x} \cdot (m_m + m_{HP}) - \omega_{HP}^2 \cdot m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot \sin(\psi) \\ M_{TR_p} - V_{m_x} \cdot \omega_m \cdot m_m \cdot e_m \\ M_{ST_p} - \omega_m \cdot m_{HP} \cdot e_{HP} \cdot ((\omega_m \cdot e_m - V_{m_y}) \cdot \sin(\psi) - V_{m_x} \cdot \cos(\psi)) \end{bmatrix}$$

Розглянута розрахункова методика визначення параметрів криволінійного руху автопоїзда реалізована у математичному пакеті MATLAB, та забезпечує визначення його місця розташування (координат) відносно початку глобальної системи координат. На рисунках 3 – 5 як приклад показано результати віртуальних заїздів досліджуваного автопоїзда по колу.

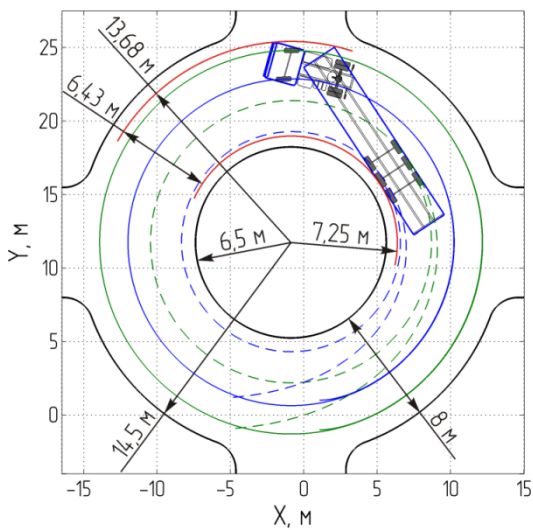


Рис. 3. Рух по колу без підкерування коліс напівпричепи

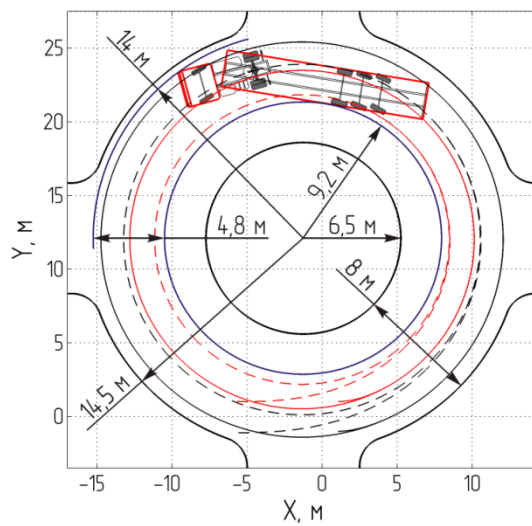


Рис. 4. Рух по колу з підкеруванням коліс напівпричепи в одному напрямку

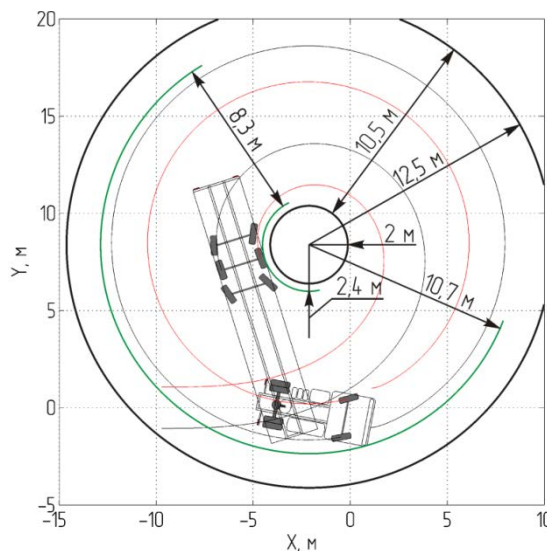


Рис. 5. Рух по колу з підкеруванням коліс напівпричепи у різних напрямках

Висновки. Програмний модуль, створений на основі викладеної методики, є універсальним і може використовуватись для дослідження в першому наближенні керованості будь-якого дволанкового рухомого складу.

У статті викладено теоретичні положення прогнозування керованості моделі автопоїзда, що враховує конструктивні параметри (габаритні розміри, кількість коліс та розподіл ваги по колесах), розподіл кутів повороту керованих коліс, стаціонарну нелінійність зв'язку шин (зчеплення в контактних точках шини, кути відведення та стабілізувальні моменти кожного з коліс) із дорожньою поверхнею. Врахування ряду конструктивних параметрів обмежено постановкою задачі у площині. Отже, дана модель може використовуватися для попередньої оцінки керованості автомобіля і є проміжною при вирішенні питання у рамках плоскої задачі.

Унікальність та універсальність моделі автопоїзда підкреслюється представленням її у матричному вигляді, що є більш зручним для швидкості розрахунків та програмування у середовищі MATLAB. Віртуальна модель автопоїзда передбачає подальший її розвиток та ускладнення, а саме – розгляд гальмівної динаміки, врахування реакції водія та перерозподілу ваги.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля [Пер. с англ.]. – М. : Машиностроение, 1975. – 216 с.
3. Расајка Н. В. Tyre and vehicle dynamics. SAE, Warrendale, 2002. – 622 с.
4. Дячук М. В. Оптимизация конструктивных параметров неразрезной рулевой трапеции автомобиля / М. В. Дячук, А. С. Лиходей // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д. : ПДАБА, 2007. – № 12. – С. 42 – 49
5. Леви-Чевита Т., Амальди У. Курс теоретической механики. [Пер. с итал. Д. И. Кутилина]. – М. : Издательство иностранной литературы, 1951. – 326 с.

УДК 624.048

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ КОНСТРУКЦИИ С УЧЕТОМ ОСНОВАНИЯ

*Ю. А. Кожанов, к. т. н., доц., А. Г. Ефименко, студ., В. А. Загильский, студ.,
А. П. Якубенко, студ.*

Ключевые слова: *напряженно-деформированное состояние, конечноэлементная модель, объемные КЭ, коэффициенты постели, SCAD 11.5*

Постановка проблемы. В современном проектировании встречаются случаи моделирования надземной части конструкции без учета реальных геологических условий. Вводится допущение, что основание является абсолютно жестким. Это упрощение обусловлено простотой реализации основания в расчетных комплексах. Но такой подход влечет за собой ряд ошибочных результатов, так как характер поведения конструкции на жестком основании и с учетом геологических особенностей основания существенно отличается.

Цель статьи. Путем варьирования способов учета основания в расчетном комплексе Structure CAD 11.5 оценить напряженно-деформированное состояние (НДС) железобетонной конструкции Узла бора Южно-Украинской АЭС.

Анализ публикаций. В последнее время проблеме учета основания в компьютерном моделировании конструкций уделяется значительное влияние. Анализ НДС железобетонных конструкций в системе «сооружение – основание» вызывает большой интерес среди отечественных и зарубежных специалистов. Этой теме посвящено большое количество публикаций, научных работ и литературных источников [1; 5; 7].

Изложение материала. Создание наиболее точной расчетной модели, в частности, с учетом основания, является первоочередным фактором, влияющим на адекватность полученных результатов. Для зданий и сооружений АЭС учет основания имеет особое значение, ввиду высокой степени их ответственности. В соответствии с [6], расчетные модели