

УДК 630.383

## ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНОГО ПАРАМЕТРА РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОГО РУХУ ТРАКТОРА

**Колеснік І.В. аспірант, Шуляк М.Л. к.т.н. доц.**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства  
ім. Петра Василенка)*

*В роботі приведений розрахунок прискорення трактора за допомогою якого можливо виявити несправність вузлів рульового управління з гідروідсилувачем.*

**Вступ.** В процесі роботи гідросистеми внаслідок зношування вузлів і сполучень і порушення герметичності ущільнень змінюються показники, що характеризують роботу її основних агрегатів – насоса, розподільника, силових циліндрів.

До основних експлуатаційних показників гідравлічної системи відносяться наступні: час підйому і опускання навісної машини або знаряддя, величина транспортної усадки поршня силового циліндра, надійність роботи механізмів управління системою і витрата робочої рідини. З огляду на те що на тракторі технічний стан агрегатів гідравлічної системи управління визначають в основному по діагностичним параметрам [1].

Керованість трактора оцінюється виконанням вимог до рульового управління, встановлених в ГОСТ Р 51961-2002, в тому числі зусиллям на органі рульового управління при русі трактора.

При проектуванні будь-якого складного технічного пристрою розробники створюють його математичну модель. Математична модель необхідна для перевірки працездатності технічного об'єкта і проведення його досліджень. Математична модель дозволяє знизити кількість ресурсів, необхідних для створення кінцевого продукту. Обсяг і якість інформації залежить тільки від того, наскільки детально опрацьована модель.

**Результати досліджень.** Рух трактора розглядається як плоскопараллельний рух твердого тіла по горизонтальній поверхні (рис. 1). Таке припущення зроблено для спрощення системи рівнянь, що описують рух. У загальному випадку рух трактора в площині можна описати наступною системою диференціальних рівнянь [2]:

$$\begin{cases} \vec{a} = \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 \vec{P}_{дси} + \sum_{i=1}^4 \vec{P}_{си}) \\ J_z \frac{d\vec{\omega}_z}{dt} = \sum_{i=1}^4 \vec{M}(\vec{P}_{дси}) + \sum_{i=1}^4 \vec{M}(\vec{P}_{си}) - \sum_{i=1}^4 \vec{M}(\vec{P}_{ки}) \end{cases} \quad (1)$$

де  $\vec{a}$  – вектор прискорення центру мас трактора;

$m$  – маса трактора;

$\vec{P}_{ci}$  – сумарний вектор всіх сил опору прямолінійного руху  $i$ -го колеса;

$\vec{P}_{двi}$  – вектор рушійної сили  $i$ -го колеса;

$J_z$  – момент інерції трактора щодо осі  $z$ ;

$\vec{M}(\vec{P}_{двi})$  – вектор моменту рушійної сили;

$\vec{M}(\vec{P}_{ci})$  – вектор моменту результуючої всіх сил опору;

$\vec{M}(\vec{P}_{ki})$  – вектор моменту опору повороту  $i$ -го колеса.

Прискорення точки при плоскопаралельному русі може бути визначено як

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} + \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (2)$$

де  $d\vec{v}/dt$  – похідна швидкості центру мас трактора;  $d\vec{\omega}/dt$  – кутове прискорення;  $\vec{r}$  – радіус-вектор від центру тяжіння до початку координат.

З рис. 1 видно, що проєкції швидкостей в координатах  $x'$ ,  $y'$ ,  $z'$ :

$$\begin{cases} V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cos \theta - V_y \sin \theta \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \sin \theta - V_y \cos \theta \end{cases} \quad (3)$$

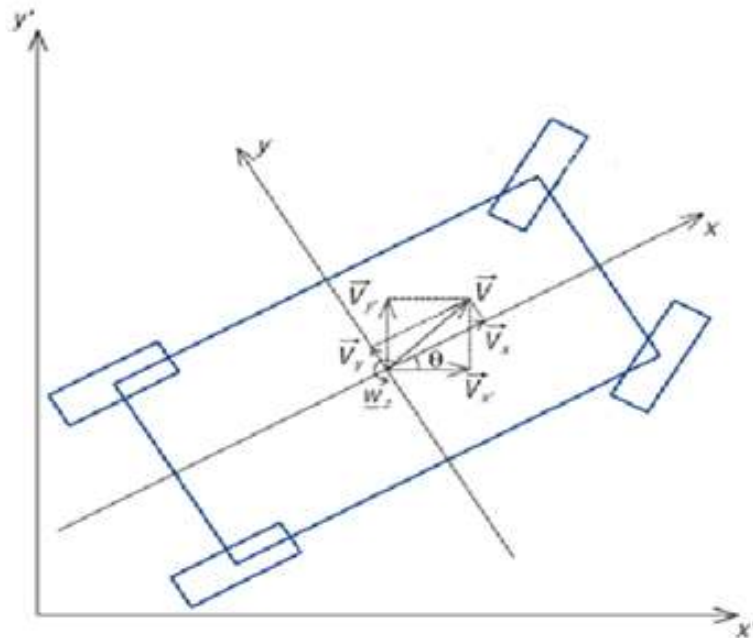


Рис. 1. Розрахункова схема руху трактора:

$x, y, z$  – осі рухомої системи координат, жорстко пов'язаної з трактором;  $x', y', z'$  – осі нерухомої системи координат;  $\theta$  – кут повороту трактора навколо осі  $z'$  щодо осі  $x'$ ;  $\vec{V}$  – вектор швидкості центру трактора;  $\omega_z$  – вектор кутової швидкості повороту трактора.

Враховуючи що

$$\omega_z = d\theta/dt \quad (4)$$

при спільному розгляді формул (1) – (4) можна записати наступну систему рівнянь в проекціях на осі координат:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{V}}{dt} + \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) = \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 \vec{P}_{двi} + \sum_{i=1}^4 \vec{P}_{ci}) \\ J_z \frac{d\vec{\omega}}{dt} = \sum_{i=1}^4 \vec{M}(\vec{P}_{двi}) + \sum_{i=1}^4 \vec{M}(P_{ci}) - \sum_{i=1}^4 \vec{M}(\vec{P}_{ki}) \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cos\theta - V_y \sin\theta \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \sin\theta + V_y \cos\theta \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt} \end{array} \right. \quad (5)$$

де  $P_{двi}, P_{ci}, P_{ki}$  – вектора сил діючих на трактор.

Уявімо дану систему рівнянь в координатній формі – спроектуємо перші два рівняння системи на осі глобальної декартової системи координат:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{d\omega_x}{dt} \cdot x + \omega_x^2 \cdot x = \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 \vec{P}_{двxi} + \sum_{i=1}^4 \vec{P}_{cxi}) \\ \frac{d^2y}{dt^2} + \frac{d\omega_y}{dt} \cdot y + \omega_y^2 \cdot y = \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 \vec{P}_{двyi} + \sum_{i=1}^4 \vec{P}_{cyi}) \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^4 M_z(P_{двi}) + \sum_{i=1}^4 M_z(P_{ci}) - \sum_{i=1}^4 M_z(P_{ki}) \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = \frac{dx}{dt} \cos\theta - \frac{dy}{dt} \sin\theta \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = \frac{dx}{dt} \sin\theta + \frac{dy}{dt} \cos\theta \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt} \end{array} \right. \quad (6)$$

Для вирішення даної системи рівнянь необхідно визначити сили, що діють на трактор за допомогою парціальних прискорень.

Висловимо парціальні прискорення, використовуючи другий закон Ньютона [3]:

$$\frac{dV_{оe}}{dt} = \frac{P_{оe}}{m} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\kappa} \cdot m} \quad (7)$$

де  $M_{\kappa}$  – обертаючий момент;  $r_{\kappa}$  – радіус колеса.

$$\frac{dV_f}{dt} = -\frac{P_f}{m} = -f \cdot g, \quad (8)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню;  $g$  – прискорення вільного падіння;

$$\frac{dV_{\delta}}{dt} = -\frac{P_{\delta}}{m} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\kappa} \cdot m \cdot \delta}, \quad (9)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт буксування.

$$\frac{dV_a}{dt} = \pm \frac{P_a}{m} = \frac{G_{TP} \cdot \sin \alpha}{m} = g \cdot \sin \alpha, \quad (10)$$

де  $\alpha$  – кут підйому.

$$\frac{dV_w}{dt} = \pm \frac{P_w}{m} = \frac{CF_l \cdot V_0^2}{1,3 \cdot m}, \quad (11)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що враховує вплив обтічності форми трактора, в'язкості і щільності повітря;  $V_0$  – швидкість руху агрегату щодо повітряного середовища;  $F_l$  – площа лобового перетину агрегату.

$$\frac{dV_i}{dt} = \pm \frac{P_i}{m} = 0,1 \cdot g \cdot K_{nm} \cdot j, \quad (12)$$

де  $K_{nm}$  – коефіцієнт приведення мас;  $j$  – прискорення прямолінійно-поступального руху;

При русі по криволінійній траєкторії кутову швидкість внутрішнього керованого колеса (щодо центру повороту) задає вплив оператора трактора на органи управління. Кутова швидкість повороту визначається за виразом виду:

$$\omega_{\sigma} = \frac{(\psi_{pk} \cdot U_{mp})}{K_{pm}} \quad (13)$$

де  $\psi_{pk}$  – вплив оператором на рульове колесо;

$U_{mp}$  – передавальне число рульової трапеції, так як правий поворот;

$K_{pm}$  – коефіцієнт передавального числа рульового механізму.

Врахуємо фізичну можливість водія забезпечити значення кутової швидкості кермового колеса в межах  $7 \dots 9 \omega_{pk} = \text{рад/с}$ , [4].

**Висновок.** На основі представленої математичної моделі встановленні параметри, що характеризують криволінійний рух трактора. Експериментальне визначення лінійного та кутового прискорення дозволить вирішити зворотну задачу динаміки для повороту та встановити значення діючих на трактор сил.

## Список літератури

1. Бельских В.И. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов [Текст] / В.И. Бельских – М., Колос, 1973.
2. Марохин С.М. Прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности: дис. на

соиск. учен. степ. канд. техн. наук. [Текст] / С. М. Марохин – М. : ООО «ДИСА», 2005. – 146 с.

3. Артемов Н. П. и др. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин [Текст] / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012.–220 с. – 2012..

4. Болдырев А.Г. Метод оценки энергетических затрат при функционировании всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин на стадии проектирования: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / А.Г. Болдырев – Москва, 2006. – 16 с.

## **Аннотация**

### **Определение диагностического параметра рулевого управления на основе моделирования плоскопараллельного движения трактора**

Колесник И.В., Шуляк М.Л.

*В работе приведен расчет ускорения трактора с помощью которого можно обнаружить неисправность узлов рулевого управления с гидроусилителем.*

## **Abstract**

### **Definition diagnostic parameter steering based on simulations of planar motion tractor**

I. Kolesnik, M. Shuljak

*In this paper given calculation acceleration tractor by which conceivably detect possible malfunction node steering with hydraulic booster.*