

УДК 629.114.2

СМИРНОВ В.И., к.т.н., ООО НТЦ «СКИПЛ»
СМИРНОВ В.В., инж., ООО НТЦ «СКИПЛ»
ШУБА С.А., ст. преп., НТУ «ХПИ»

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

Встановлено залежності тягових показників трактора й визначений раціональний спосіб руху гусеничного рушія трактора з безступінчастим механізмом повороту.

Введение. В настоящее время существует трактор ХТЗ-200 с перспективным бесступенчатым механизмом поворота. Механизм поворота трактора типа ХТЗ-200, обеспечивая бесступенчатое кинематическое рассогласование движителей на величину $\pm \Delta\alpha_k$, сохраняет активность гусениц в соответствии с их тяговыми возможностями по сцеплению.

Анализ последних публикаций и достижений. Решению проблемы увеличения эффективности использования колесных и гусеничных движителей посвящен ряд работ [1–4], в которых показано, что для исследования взаимодействия движителя с опорной поверхностью целесообразно использовать аппроксимированную функцию сцепления.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является установление зависимостей тяговых показателей трактора для определения рационального способа движения гусеничного движителя трактора с бесступенчатым механизмом поворота.

Тяговые показатели движителя трактора ХТЗ-200. Как известно [1], тяговые возможности движителей по сцеплению определяются зависимостью $r = f(\psi)$, а буксование – $\delta = 1 - r$, где

$$r = \frac{r_k}{r_c}; \quad (1)$$

$$r_k = \frac{\Delta S_k}{\Delta \alpha_k}; \quad (2)$$

r_c – свободный радиус качения ведущего колеса движителя при движущей силе в направлении движения машины $P_k = 0$;

$$\psi = \frac{P_k}{G_k}; \quad (3)$$

G_k – сцепной вес, приведенный к оси ведущего колеса движителя;

ΔS_k – элементарное перемещение оси ведущего колеса в направлении движения движителя;

$\Delta\alpha_k$ – элементарний угол поворота ведущего колеса движителя.

Предположим, что при движении на гоне, в процессе проведения сельскохозяйственных работ, например, на пахоте, тяговые возможности движителей равны и соответствуют данным тяговых испытаний трактора и не изменяются существенно во времени при проведении технологической операции. Воспользуемся результатами работы [1], где КПД движителя

$$\eta = r \cdot \psi, \quad (4)$$

$$r = 1 - 0,03 \cdot \psi - 1,4 \cdot \psi^{15}. \quad (5)$$

Всегда необходимо понимать, что $r = f(\psi)$ – мгновенная реализация, однозначно определяет сцепление и КПД в любой произвольно взятой точке пространства взаимодействия движителя с опорной поверхностью. Теоретическая функция $r = f(\psi)$ экспериментально может быть определена только методами математической статистики и вероятностными показателями пределов ее значений [2]. Здесь уместно сказать, что данная теория для движителей колесного и гусеничного идентична. В гусеничном движителе ведущее колесо может быть спереди, сзади, вверху гусеничного обвода, а в колесном всегда по середине беговой дорожки. Но при любом движителе элементарное перемещение оси ведущего колеса ΔS_k является первопричиной движения остова машины, которое может произойти только при элементарном угловом перемещении $\Delta\alpha_k$ вокруг оси ведущего колеса движителя, а соотношение $\Delta S_k / \Delta\alpha_k$ и есть радиус качения движителя r_k , который в свою очередь однозначно определяет КПД машины-самодвижущейся массы [3, 4].

На рис. 1, 2 представлены схема поворота трактора и графическое изображение зависимости (5). Активная мощность движителей обеспечивает преодоление мощности сопротивления повороту N_{Π} , мощности сопротивления движению сельскохозяйственной машины и трактора, но при этом возможности реализации мощности движителями определяются только функцией сцепления.

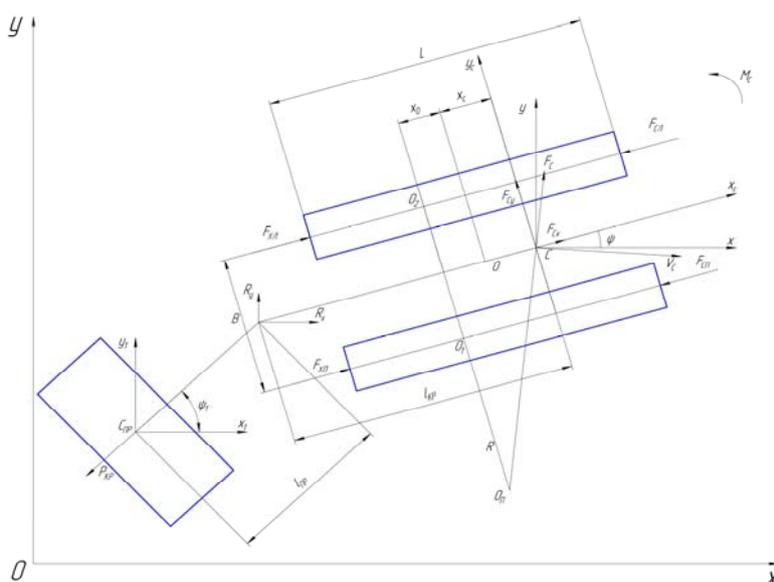


Рисунок 1 – Схема поворота гусеничного трактора

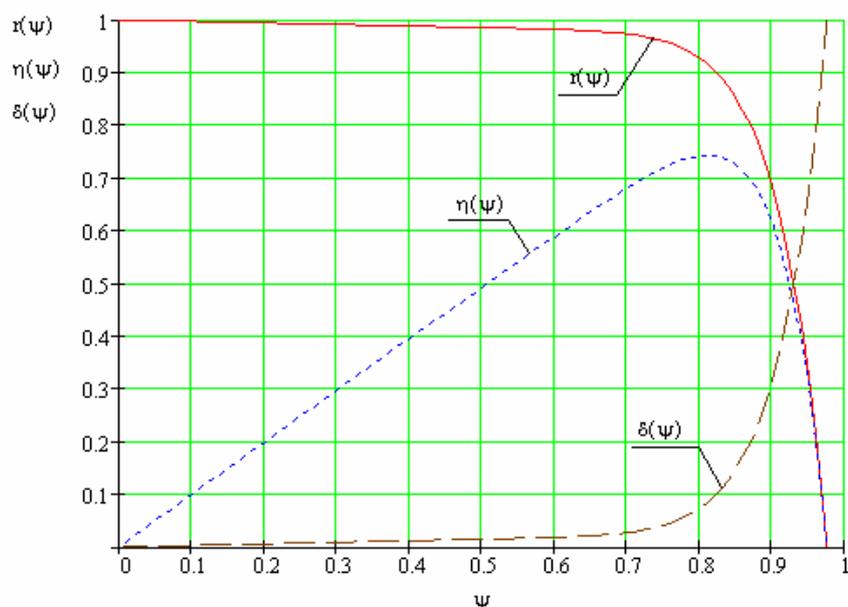


Рисунок 2 – Тягові показники двигача трактора ХТЗ-200

При роботі на пахоті трактора типу ХТЗ-200 на поворотних полосах в кінці гона спостерігається поворот з радіусом $R_{min} = B$, т.е. $R_{вн} = 0$, $R_{нар} = B$. В цьому випадку

$$M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi} = M_{нар} \cdot \omega_{нар}, \quad (6)$$

де M_{Π} – момент опору повороту,
 ω_{Π} – кутова швидкість повороту,
 $M_{нар}$ – момент на зірочці зовнішнього (зовнішнього) борту,
 $\omega_{нар}$ – кутова швидкість зірочки зовнішнього борту.

На пахоті радіус повороту змінюється від $R_{min} = B$ при розвороті в кінці гона до $R = \infty$ при прямолинійному русі, коли радіуси качання ведучих колес двигачів зовнішнього і внутрішнього рівні.

Висновки

Механізм повороту розглядаваної конструкції з однієї сторони може забезпечити поворот з $R = 0$, а з іншої сторони необхідно їй забезпечити стійкість прямолинійного русі на гоні з реалізацією сцеплення двигачів в зоні максимального КПД, т.е. радіуси подвороту на гоні не можуть бути менше 15–20 м, що легко визначається з допомогою залежностей (4, 5).

Список літератури. 1. Смирнов В.И. Сравнительная оценка тяговых показателей двигачей / В сб. «Проблема впливу двигачів на ґрунт і ефективні напрямки її рішення». – М.: ВІМ, 1998. 2. Смирнов В.И. Енергозберігаючі ведучі мости / В сб. «Земельна механіка і рослинництво». – М.: ВІМ, 2001. Т. 6. 3. Смирнов В.И. Коefфіцієнт корисної дії // Трактори і сільськогосподарські машини. – 2007, №11. 4. Смирнов В.И., Смирнов В.В., Шуба С.А. Трактор – самодвижущаяся масса // Тематический выпуск «Автомобіле- і тракторостроєння». – НТУ «ХПІ». – 2007. – № 12, с. 69-73. 5. Шуба С.А. Математичне моделювання повороту гусеничних машин з урахуванням крюкової навантаження // Тематический выпуск «Транспортне машиностроєння». – НТУ «ХПІ». – 2007. – № 33, с. 192-197.