

Є.І. КАЛІНІН, С.А. ЛЕБЕДЄВ, А.П. КОЖУШКО, І.В. КОЛЄСНИК

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ КОЛІСНОГО НАПІВНАЧІПНОГО АГРЕГАТУ

В роботі проаналізовано вплив геометричних параметрів напівначіпного агрегату на стійкість його руху. Складена математична модель динаміки культиваторного агрегату під впливом збурюючих сил. Аналіз результатів досліджень показує, що у процесі руху на колісний напівначіпний агрегат діють поперечні сили, які виникають внаслідок нерівномірності тягового опору бічних та задніх брусів. Головний вектор і головний момент викликають відведення агрегату від прямолінійного руху. Отримані в роботі диференціальні рівняння дають можливість визначати величини кутів відведення, їх складові та швидкість, при якій відведення агрегату буде найменшим. Виходячи із залежності кута відведення агрегату від збурюючих сил і швидкостей руху, знайдено оптимальне розташування бічних брусів напівначіпного агрегату на рамі трактора.

Ключові слова: трактор, напівначіпний агрегат, стійкість руху, система сил, збурюючий вплив.

E. KALININ, S. LEBEDEV, A. KOZHUSHKO, I. KOLIESNIK

ASSESSMENT OF THE STABILITY OF MOTION OF A WHEEL SEMI-TRACK UNIT

The paper analyzes the influence of the geometric parameters of the semi-trailer unit on the stability of its movement. A mathematical model of the dynamics of the cultivator unit under the influence of disturbing forces is developed. The analysis of research results shows that in the process of movement, the wheeled semi-trailer unit is subjected to transverse forces, which arise as a result of the unevenness of the traction resistance of the side and rear beams. The main vector and the main moment cause the unit to deviate from the rectilinear movement. The differential equations obtained in the work make it possible to determine the values of the lead angles, their components, and the speed at which the lead of the unit will be the smallest. Based on the dependence of the angle of departure of the unit on the disturbing forces and speed of movement, the optimal location of the side bars of the semi-trailer unit on the tractor frame was found.

Key words: tractor, semi-trailer unit, motion stability, force system, disturbing influence.

Вступ. Вирощування сільськогосподарських культур за прогресивними технологіями має забезпечувати збереження родючості ґрунтів, підвищення врожайності, зниження трудомісткості виробництва агрокультур при загальній економії матеріальних витрат. Це підтверджують результати багаторічних випробувань універсальних тягових засобів у різних регіонах і на різних видах сільськогосподарських робіт.

При автоматизації мобільних агрегатів особливого значення набуває питання збереження прямолінійного руху. Це пояснюється тим, що відхилення під час руху трактора можуть призвести до порушення роботи автоматичної системи, внаслідок чого можливий вихід трактора з борозни або пошкодження рослин. Дослідження стійкості руху тракторних агрегатів важливе також у зв'язку з підвищенням поступальних швидкостей та ширини захвату агрегатів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. При дослідженні питань, пов'язаних із стійкістю руху агрегатів, виникає необхідність в точному визначенні параметрів його руху.

Керованість і стійкість руху – важливі критерії, які слід враховувати поряд з іншими показниками при встановленні оптимальної робочої або транспортної швидкості руху агрегатів [1, 2, 3].

Під стійкістю руху необхідно розуміти вміння агрегату зберігати заданий напрямок руху, зокрема прямолінійного. Якщо ж агрегат рухається прямолінійно і втрачає заданий напрямок руху, то відповідним відхиленням рульового керування механізатор може повернути його до попереднього режиму: але достатньо невеликої зовнішньої причини, щоб

знову вивести агрегат із цього режиму руху. Це значить, що на нестійкому агрегаті механізатор повинен безперервно втручатися в керування [4, 5].

Керованість – це властивість трактора підкорюватись діям водія по збереженню заданого напрямку руху або змінювати його в відповідності з дією на рульове керування. Таким чином, стійкість є засобом збереження заданого режиму руху, а керованість – засобом зміни напрямку руху в відповідності з вимогами експлуатації [6, 7].

Окремим питанням стоїть аналіз стійкості руху агрегату в умовах дії збурюючих впливів [8, 9, 10], яке вивчене доволі суттєво. Проте, і досі не вистачає теоретичної бази з аналізом впливу геометричних показників агрегату (особливо інтегрального та ешелонного компонування) на курсову стійкість останнього.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є синтез математичної моделі функціонування інтегрального колісного трактора у складі напівначіпного агрегату з метою визначення раціональних, з точки зору стійкості руху, геометричних характеристик останнього.

Математична модель збуреного руху мобільного агрегату. Умовимось, що під стійкістю прямолінійного руху розумітимемо здатність колісного тракторного агрегату зберігати характер руху як при діях збурюючих сил, так і через деякий час після припинення їхньої дії.

Внаслідок того, що збурення носять випадковий характер, маючи кінцеву малу величину, вони можуть не враховуватися диференціальними рівняннями руху. Природно, що збурюючі сили повинні бути обмежені, інакше завдання стійкості не має сенсу.

Сільськогосподарські агрегати, як відомо, рухаються в певній площині і мають три ступені свободи ($s=3$). При дії збурюючої сили поточні координати системи x_s характеризують становище тіла у просторі, а його швидкості x'_s змінюються. Тому дослідження стійкості руху агрегату можна звести до вивчення незбуреного руху x_s з початковими значеннями x_{s0} .

Початкові значення змінних x відіграють таку ж роль у розв'язанні задачі стійкості системи, як і збурюючі сили:

$$\frac{dx_s}{dt} = \sum_{s=1}^3 x_s, \quad (1)$$

де $s = \overline{1,3}$; t – час.

Тоді при будь-якому довільному значенні A , що характеризує відхилення агрегату, як би мало воно не було, може бути знайдено позитивне число λ , завдяки якому при збуреннях x_{10} , x_{20} , x_{30} , що задовольняють умові

$$\sum_{s=1}^3 x_{s0}^2 \leq \lambda, \quad (2)$$

і часу t , значення якого більше t_0 , виконуватиметься нерівність виду:

$$\sum_{s=1}^3 x_s^2 < A. \quad (3)$$

При дотриманні цієї нерівності незбурений рух стійкий, а в іншому випадку – нестійкий.

Для оцінки стійкості руху розглянемо схему збурюючих сил, що діють на універсальний напівначіпний агрегат на базі колісного трактора класу 1,4 (рис. 1). Робочі органи агрегату монтуються безпосередньо на бічних та задніх брусах напівначіпної рами. Визначимо, за якого значення λ незбурений рух агрегату, робочими органами якого є культиваторні лапи, буде стійким.

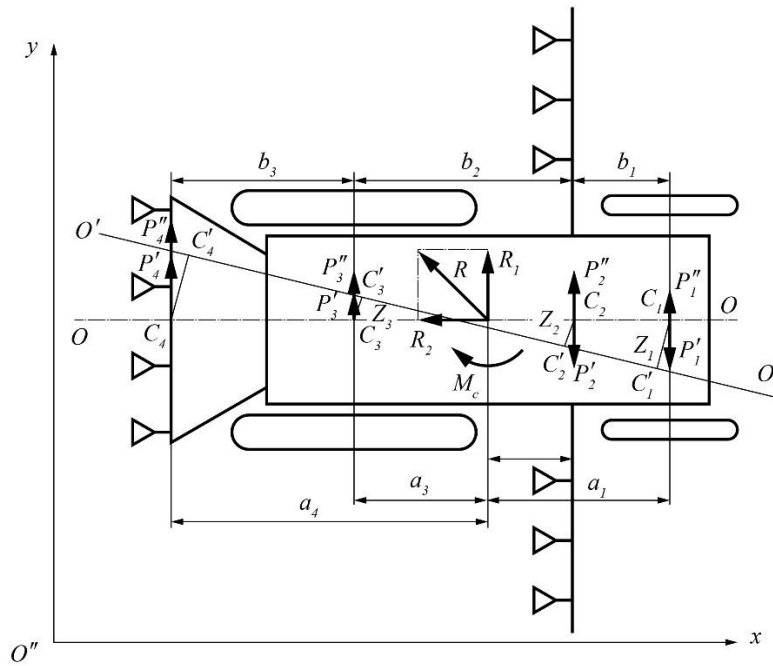


Рис. 1 – Схема збурюючих сил, що діють на агрегат

Основним зовнішнім збуренням, що діє на агрегат, є завантаження робочих органів. Для аналізу системи зазначені збурюючі сили, що діють на агрегат, приведемо до центру тяжіння (рис. 1) у вигляді головного вектору R системи сил та головного моменту M_c .

Головний вектор можна розкласти на сили R_1 і R_2 .

Складова R_2 не викликає поперечного зсуву агрегату, оскільки діє вздовж осі агрегату, і, отже, її можна не розглядати. Сила R_1 дорівнює:

$$R_1 = P'_1 + P'_2 + P'_3 + P'_4 = \sum_{i=1}^n P'_i, \quad (4)$$

де P'_i – сила, що діє вздовж i -ої осі; n – кількість осей (вісью тракторного агрегату назвемо також секцію з робочими органами).

При визначенні сили P'_i ($i = \overline{1,4}$) скористаємось рівністю виду:

$$\sum_{i=1}^4 P'_i a_i = 0, \quad (5)$$

де a_i – відстань від центру тяжіння до осі коліс (або секцій).

Коли точка прикладання сили знаходиться по одну сторону з передньою віссю трактора відносно центру тяжіння, то $a_i > 0$, а коли точка прикладання сили розташована з іншого боку, то $a_i < 0$.

Нехай до дії головного вектору R поздовжня вісь агрегату займала положення $O-O$. Після дії сили R вісь займе положення O_1-O_1 .

Позначаючи переміщення i -ої осі через c'_i , $c_i = z_i$ ($i = \overline{1,4}$), отримаємо:

$$P'_i = f_i z_i; \quad (6)$$

$$\frac{z_1 - z_n}{\sum_{i=1}^{n-1} b_i} = \frac{z_2 - z_n}{\sum_{i=2}^{n-1} b_i} = \dots = \frac{z_{i_0} - z_n}{\sum_{i=i_0}^{n-1} b_i} = \dots = \frac{z_{n-1} - z_n}{b_{n-i}}, \quad (7)$$

де f_i – коефіцієнт опору поперечному переміщенню осей; b_i – відстань між сусідніми осями.

З рівнянь (4) та (7) визначаємо P_i' . Аналогічно визначаються сили P_i'' ($i = \overline{1,4}$): $M_c = \sum P_i'' a_i$. Результируюча сила, що діє на вісь, дорівнює:

$$P_i = P_i' + P_i'' \quad (8)$$

Замінивши R_i і M_c на сили P_i ($i = \overline{1,4}$), можемо скласти систему диференціальних рівнянь руху агрегату:

$$\begin{cases} I \frac{d\omega}{dt} = \sum P_i \cos Q_i; \\ mj_z = -\sum P_i \cos Q_i; \\ mj_u = P_o - \sum P_i \sin Q_i, \end{cases} \quad (9)$$

де m – маса агрегату; j_u, j_z – вектори прискорення агрегату в напрямку поздовжньої та поперечної осей (j_x, j_y – проекції вектору прискорення центру ваги агрегату на координатні осі x та y відповідно); I – момент інерції агрегату, приведений до центру тяжіння; ω – кутова швидкість агрегату відносно центру тяжіння; Q_i – кут повороту керованої осі агрегату.

Перетворивши ці рівняння в осях системи координат xOy (рис. 2), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} i_u &= j_x \cos \beta - j_y \sin \beta = \frac{dv_x}{dt} \cos \beta - \frac{dv_y}{dt} \sin \beta \\ i_z &= j_x \sin \beta + j_y \cos \beta = \frac{dv_x}{dt} \sin \beta + \frac{dv_y}{dt} \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

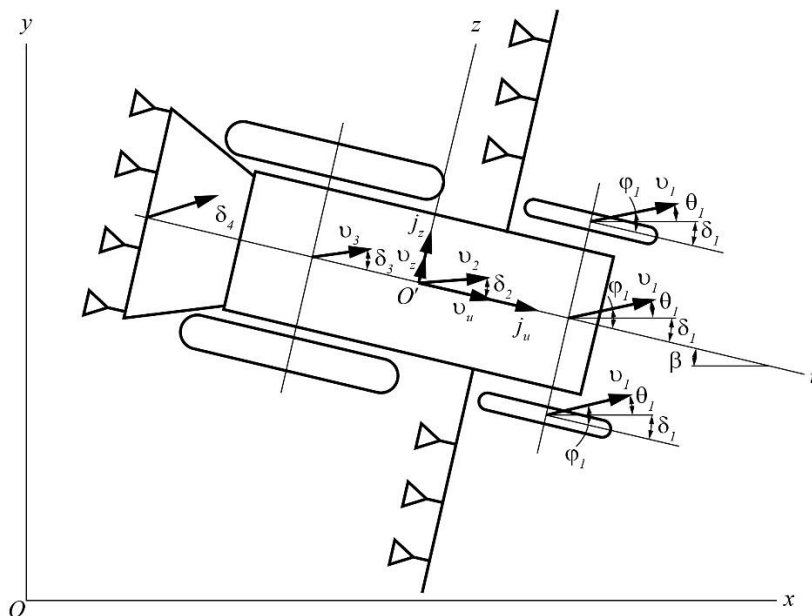


Рис. 2 – Схема швидкостей точок агрегату та кутів відведення осей

З рис. 2 випливає, що

$$\begin{cases} v_x = v_u \cos \beta + v_z \sin \beta; \\ v_y = v_z \cos \beta - v_u \sin \beta, \end{cases} \quad (11)$$

де v_x, v_y – проекція швидкості агрегату на осі системи координат xOy ; v_u – швидкість агрегату вздовж осі u ; v_z – проекція швидкості агрегату на вісь z ; β – кут між напрямком руху агрегату та віссю x .

Продиференціювавши вирази (11) по t і підставивши їх у рівності (10), отримаємо:

$$\begin{cases} \dot{i}_u = \frac{dv_x}{dt} + \omega v_z; \\ \dot{i}_z = \frac{dv_x}{dt} - \omega v_z. \end{cases} \quad (12)$$

Підставивши в систему (9) знайдений вираз, маємо:

$$\begin{cases} \frac{dv_u}{dt} + \omega v_z = \frac{P}{m} + \frac{1}{m} \sum_{i=1}^4 P_i \sin Q_i; \\ \frac{dv_z}{dt} - \omega v_u = -\frac{\sum_{i=1}^u P_i \sin Q_i}{m}; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{\sum P_i Q_i \cos Q_i}{m}. \end{cases} \quad (13)$$

При розв'язанні диференціальних рівнянь (13) знаходимо, що швидкість точки C_i , що лежить на перетині i -ої осі та осі симетрії агрегату, визначається із співвідношення виду:

$$v_{zi} = v_z - a_i \omega. \quad (14)$$

Звідси:

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{v_{zi}}{v_u}, \quad (15)$$

де δ_i – кут між напрямком результуючої швидкості та поздовжньою віссю агрегату. Цей кут назвемо кутом бокового відведення i -ої осі. Через мале значення кута δ_i , вважаємо, що

$$\delta_i = \frac{v_{zi}}{v_u}. \quad (16)$$

Як свідчать дані, сила P_i і кут δ_i пов'язані співвідношенням $F_i(P_i, \delta_i) = 0$.

Щоб визначити поперечну силу P_i ($i = \overline{1,4}$) по відомому куту відведення агрегату, виразимо P_i як функцію кута δ_i – $P_i = f(\delta_i)$.

Розклавши цю функцію в ряд Тейлора $P_i = f(\delta_i) = k_1 \delta_i + k_2 \delta_i^2 + k_3 \delta_i^3 + \dots$, залишимо тільки перший доданок, тому що інші мають суттєво малі значення. У цьому виразі k_1 являє собою коефіцієнт опору відведення секції або колеса.

Дослідження, що проведені для встановлення дії збурюючих сил певного порядку на кути відведення мобільних агрегатів, показують, що кут відведення дорівнює:

$$\delta_i = \delta_{1i} + \delta_{2i} + \delta_{3i} + \delta_{4i}, \quad (17)$$

де $\delta_{1i}, \delta_{2i}, \delta_{3i}$ та δ_{4i} – кути, що утворюються в результаті, відповідно, перекочування шини в поперечному напрямку, вигину та зсуву протекторних шарів гуми шини, поперечного ковзання агрегату і зсуву та пружної деформації ґрунту.

Кут відведення δ_{1i} , внаслідок великого поперечного опору робочих органів, малий.

Для сільськогосподарських агрегатів, що працюють на порівняно незначних швидкостях руху (в межах 6..9 км/год), величину δ_{2i} можна прирівняти до нуля. Що стосується величин δ_{3i} і δ_{4i} , то вони мають складну функціональну залежність.

Розглядаючи кут відведення культиваторної секції напівначіпного агрегату, можна припустити, що він складається лише з δ_{3i} і δ_{4i} , оскільки дослідженнями встановлено, що при малих силах, починаючи з $P_i = 0$ (при $P_i > 0$), кути $\delta_{3i} + \delta_{4i} \neq 0$.

Щоб знайти δ_i , підставимо вирази (14) і (16) у ряд Тейлора:

$$P_i = k_i \left(\frac{v_z - a_i \omega}{v_u} \right). \quad (18)$$

Дещо спростивши диференціальні рівняння (13), розглянемо випадок рівномірного руху, що встановився при $v_u, Q_i = 0$. Тоді

$$\frac{dv_u}{dt} = 0, \quad (19)$$

і система (13) зводиться до вигляду:

$$\begin{cases} \frac{dv_z}{dt} - \omega v_u = -\frac{\sum P_i}{m} = 0; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum P_i a_i}{I} = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Підставивши в систему (20) значення P_i , отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{dv_z}{dt} - \omega \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) + v_z \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = 0; \\ \frac{d\omega}{dt} - v_z \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + \frac{\omega \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Аналіз результатів досліджень.

Дослідимо систему диференціальних рівнянь руху та відведення колісного машинно-тракторного агрегату. Нехай під час руху на агрегат діють деякі збурення v_{z0} і ω_0 . Тоді диференціальні рівняння збуреного руху набудуть вигляду:

$$\begin{cases} d \left(\frac{v_z + v_{z0}}{dt} \right) - (\omega + \omega_0) \left[v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} + (v_z + v_{z0}) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} \right] = 0; \\ \frac{d(\omega + \omega_0)}{dt} - (v_z + v_{z0}) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + (\omega + \omega_0) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Враховуючи вираз (21), приходимо до наступного:

$$\begin{cases} \frac{dv_{z_0}}{dt} - \omega_0 \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) + v_{z_0} \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = 0; \\ \frac{d\omega_0}{dt} - v_{z_0} \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + \frac{\omega_0 \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{m v_u} = 0. \end{cases} \quad (23)$$

Позначивши:

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = A; \quad (24)$$

$$- \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) = B; \quad (25)$$

$$- \frac{\sum_{i=1}^4 a_i k_i}{I} = C; \quad (26)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = D, \quad (27)$$

складемо характеристичне рівняння:

$$\Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} A + \lambda & B \\ C & D + \lambda \end{vmatrix} = \lambda^2 + (A + D)\lambda + AD - BC. \quad (28)$$

Для того, щоб незбурений рух був стійким, за критерієм Гурвіца необхідно виконання наступних умов:

$$\begin{aligned} (A + D) &> 0; \\ (AD - BC) &> 0. \end{aligned} \quad (29)$$

Отже,

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} > 0; \quad (30)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{m I v_u^2} - \frac{\sum_{i=1}^4 a_i k_i}{I v_u} \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) > 0; \quad (31)$$

Нерівність (30) виконується за будь-яких значень v_u , α_i та k_i , оскільки всі члени позитивні.

Перетворюючи нерівність (31) до виду

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - m v_u^2 \sum_{i=1}^4 k_i a_i - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2}{m v_u^2} > 0, \quad (32)$$

приходимо до висновку, що вона виконується за наступних умов:

$$\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - m v \sum_{i=1}^4 k_i a_i - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2 > 0. \quad (33)$$

Для даного виду агрегату та ґрунту величини m , a_i та k_i можна прийняти постійними, а v_u – змінною.

Швидкість, при якій агрегат переходить з області стійкого руху (за відхиленнями) в область нестійкого, назовемо критичною та позначимо v_{kp} :

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2}{m \sum_{i=1}^4 k_i a_i}}. \quad (34)$$

Таким чином, при швидкості $v_u < v_{kp}$, збурений рух стійкий, інакше він нестійкий і коливання агрегату збільшуються за експоненціальним законом.

З нерівності (33) випливає, що стійкість агрегату великою мірою залежить від розташування робочих органів за довжиною агрегату. Тому зміною відстані a_i ($i = \overline{1,4}$) можна переводити агрегат з області нестійкого руху в область стійкого. Природно, що за наявних схем розташування бічних брусів напівначіпного агрегату подібна перестановка не тільки неможлива, а й нереальна, оскільки зміна швидкості в межах ступеня нерівномірності тягового зусилля, навіть у межах робочого гону, дуже велика.

Таким чином, при дослідженні отриманої системи диференціальних рівнянь може стояти питання про місце оптимального положення бічних брусів по довжині рами трактора за умови усталеного руху мобільного колісного агрегату.

Припускаючи, що відстані a_i відомі, окрім a_4 , знайдемо з нерівності (33) її величину:

$$a_{4,2} = \frac{2k_4 \sum_{i=1}^3 k_i a_i + m v_u^2 k_4}{2 \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 a_i k_i \right)^2 \right]^{\pm}} \pm \frac{\sqrt{\left(2k_4 \sum_{i=1}^3 k_i a_i + m v_u^2 k_4 \right)^2 - 4 \left(k_4 \sum_{i=1}^3 k_i - k_u^2 \right) \times \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 k_i a_i \right)^2 \right]}}{2 \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 a_i k_i \right)^2 \right]}. \quad (35)$$

Оскільки отримані значення a_{4_1} , a_{4_2} дійсні, то у випадку $a_{4_1} < a_{4_2}$ при $a_4 > a_{4_2}$ і $a_4 > a_{4_1}$, агрегат буде стійким.

Висновки.

1. У процесі руху на колісний напівначіпний агрегат діють поперечні сили, що виникають внаслідок нерівномірності тягового опору бічних та задніх брусів. Головний вектор і головний момент викликають відведення агрегату від прямолінійного руху.

2. Отримані диференціальні рівняння (23) дають можливість визначати величини кутів відведення, їх складові та швидкість, при якій відведення агрегату буде найменшим.

3. Виходячи із залежності кута відведення агрегату від збурюючих сил і швидкостей руху, знайдено оптимальне розташування бічних брусів напівначіпного агрегату на рамі трактора.

Список літератури:

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. 504 с.
2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. М.: Машиностроение, 1981. 144 с.
3. Ксеневиц И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. М.: Машиностроение. 1991. 544 с.
4. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие. Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. 490 с
5. Селиванов Н.И., Шабунько А.В., Никитин И.С. Оптимизация эксплуатационных параметров колесных тракторов общего назначения. Вестник КрасГАУ, 2011. №9. С. 252-260.
6. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2010, № 3(4), p. 119-126.
7. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. Пермь: Пермское книжное изд-во, 1969. 440 с.
8. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
9. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. *Вестник ХГПУ, серия НРСТ*. 2000. Вып.79. С.123-127.
10. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: учеб. пособие. Москва: Машиностроение, 1968. 376 с.
11. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини*. 2015. Вип. 32. С. 109-115.
12. Пастух С.Н., Кустаров Р.А. Динамика машин: учеб. пособие. Москва: Воен.-инженер. акад., 2005. 189 с.
13. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Колеснік І.В. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2016. Вип. 173 С. 161-167.
14. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. 2016. № 45. С. 24-28.
15. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві*. 2009. Вип. 89. С. 37-45.

References (transliterated):

1. Kutkov H.M. Traktori y avtomobyly. Teoryia y tekhnolohycheskye svoistva. M.: Kolos, 2004. 504 s.
2. Konovalov V.F. Dynamycheskaia ustoichyvost traktorov. M.: Mashynostroenye, 1981. 144 s.
3. Ksenevych Y.P., Huskov V.V., Bocharov N.F. Traktori. Proektyrovanye, konstruyrovanye y raschet. M.: Mashynostroenye. 1991. 544 s.
4. Myroshnychenko A.N. Osnovi teoryy avtomobylyia y traktora: uchebnoe posobyе. Tomsk: Yzd-vo Tom. hos. arkhyt.-stroyt. un-ta, 2014. 490 s
5. Selyvanov N.Y., Shabunko A.V., Nyktytn Y.S. Optymyzatsyia ekspluatatsyonnykh parametrov kolesnykh traktorov obshcheho naznachenyia. Vestnyk KrasHAU, 2011. №9. S. 252-260.
6. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigts model, Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2010, № 3(4), p. 119-126.
7. Konovalov V.F. Ustoichyvost y upravliaemost mashynno-traktornykh ahrehatov. Perm: Permskoe knyzhnoe yzd-vo, 1969. 440 s.
8. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahreghata z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiy silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
9. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernoho povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.

10. Barskyi Y.B. Konstruyrovanye y raschet traktorov: ucheb. posobyе. Moskva: Mashynostroenye, 1968. 376 s.
11. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L. Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam. Zbirnyk naukovykh statei Lutskoho NTU. Ser.: Silskohospodarski mashyny. 2015. Vyp. 32. S. 109-115.
12. Pastukh S.N., Kustarov R.A. Dynamyka mashyn: ucheb. posobyе. Moskva: Voen.-ynzhener. akad., 2005. 189 s.
13. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Koliesnik I.V. Analitychna model povorotu traktora z sharnirno-zhelenovanoi ramoiu. Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. 2016. Vyp. 173 S. 161-167.
14. Kalinin Ye. I. Vplyv obertannia elementiv transmisii yak pruzhnoi systemy na vlasni kolyvannia. Inzheneriia pryrodokorystuvannia. 2016. № 45. S. 24-28.
15. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I. Otsinka mozhlyvosti pidvyshchennia tiahovo-enerhetychnykh vlastyvostei mashynno-traktornoho ahrehatu pry vykonanni ornnykh robot na ahrofoni pidvyshchenoї volohosti shliakhom vstanovlennia zdvoienykh shyn. Visnyk KhNTUSH imeni Petra Vasylenka. Serii: Traktorna enerhetyka v roslыnnystvі. 2009. Vyp. 89. S. 37-45.

Надійшла (received) 13.12.2022 р.

Відомості про авторів /About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Лебедєв Сергій Анатолійович (Lebedev Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, директор філії, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>; e-mail: hfukrndipvt@gmail.com.

Кожушко Андрій Павлович (Kozhushko Andrii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: andreykozhushko7@gmail.com.

Колеснік Іван Васильович (Kolesnik Ivan) – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: ivankolesnik@nubip.edu.ua.