

ЧАСТОТНО-ДИНАМІЧНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ПЕРЕДАЧЕЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДО РУШІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ

Калінін Є.І., канд. техн. наук, доц.

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. П.Василенка*

В роботі наведена частотно-динамічна математична модель функціонування тракторного агрегату, який оснащений сільськогосподарською машиною, на колісні рушії якої передається крутний момент через ВВП трактора. Розроблена частотно-динамічна модель дозволяє оцінити динамічні навантаження та коливання машино-тракторного агрегату в умовах його функціонування.

Вступ. Одним з напрямків підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) є передача частини крутного моменту не тільки на робочі органи сільськогосподарської машини, але і на ходову частину останньої. Такий перерозподіл ведучих моментів дозволяє більш повно використовувати контакт пневматиків з опорною поверхнею при виконанні сільськогосподарським агрегатом технологічної операції, що істотно підвищує ефективність застосування останнього.

Не дивлячись на широке використання даних агрегатів, інформації для їх функціонально правильного формування поки недостатньо. Зокрема, представляє особливий інтерес динаміка навантажень на несучу систему і трансмісію агрегату в реальних умовах експлуатації.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Відповідно до потреб практики розробляються математичні моделі, для дослідження динамічної навантаженості трансмісії, напіврам і їх шарнірного з'єднання в характерних умовах роботи, а також плавності ходу машини. Тому необхідно розглядати динамічні системи машини, в яких відображені взаємодії рухомих підсистем між собою і з нерівностями опорної поверхні. В силу цього математична модель повинна бути універсальною і призначеною для моделювання та оцінки відразу декількох динамічних властивостей досліджуваних машин.

Не дивлячись на складність їх подальшої машинної реалізації подібні математичні моделі дозволяють з більшою вірогідністю врахувати особливості об'єкта моделювання та умови його роботи [1, 2]. В той же час більш прості моделі для дослідження окремих властивостей машини, наприклад плавності ходу, завдяки прийнятній адекватності і меншій складності дозволяють з меншими часовими витратами швидше домогтися отримання оцінок плавності ходу машини, а тому також широко використовуються в проектних дослідженнях [3, 4].

Мета та постановка задачі. Метою роботи є формування імітаційної частотно-динамічної математичної моделі МТА з подальшим проведенням модельних випробувань функціонування агрегату у всьому спектрі експлуатаційних режимів на базі ПК.

Вирішення задачі. При виведенні динамічних моделей систем тракторного агрегату застосовані стандартні припущення, характерні для вирішення аналогічних завдань [1, 2, 4]: підсистема «двигун-трансмсія-рушій» являє собою дискретну динамічну крутильну систему з безінерційними пружнодемпфуючими зв'язками; рух машини – поступальний прямолінійний по горизонтальній опорній поверхні зі стохастичним формуванням мікрорельєфу; ходова система розглядається як плоска симетрична щодо своєї поздовжньої вісі; остов машини являє собою тверде тіло з поздовжньою віссю симетрії; статистичні параметри дорожніх впливів на праві і ліві колеса рівні між собою; шина розглядається пружною в радіальному напрямку, а властивості дотичної взаємодії з опорною поверхнею, що деформується, враховуються так званою кривою буксування колеса; жорсткості шин, трансмісії і підвісок постійні, демпфуючі опори лінійні щодо швидкості деформації.

На рис. 1 представлена розрахункова схема тракторного агрегату в транспортному режимі роботи, яка включає в себе динамічну систему трансмісії і коливальну систему машини при русі по нерівностях опорної поверхні.

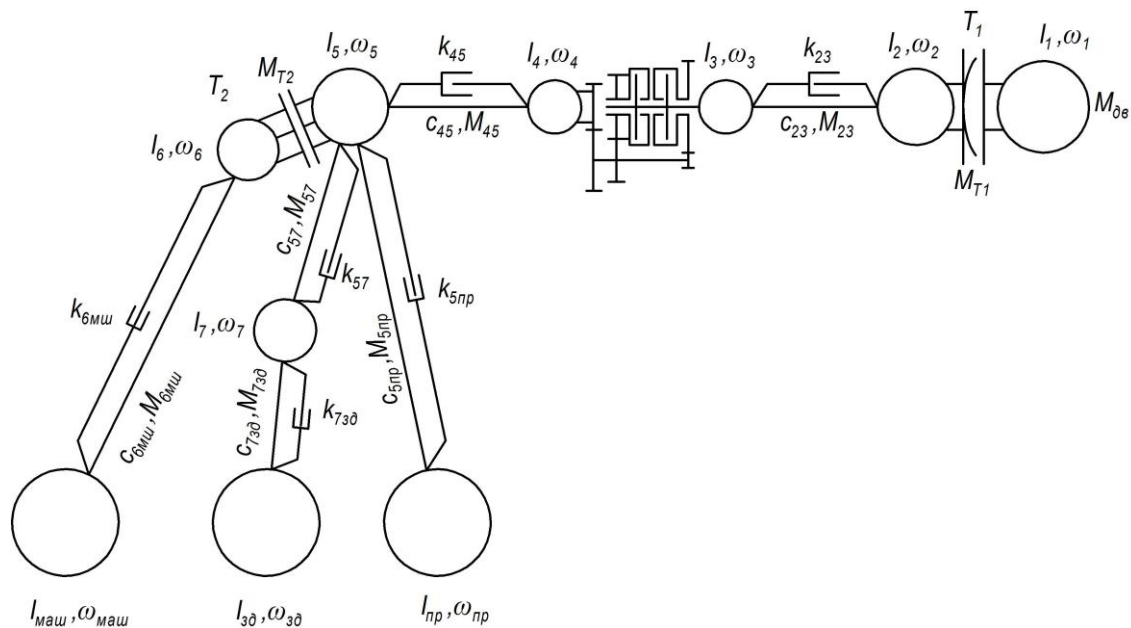


Рис. 1 - Динамічна система трансмісії тракторного агрегату в транспортному режимі функціонування

В динамічній моделі трансмісії прийняті наступні позначення: I_1, ω_1 - момент інерції деталей двигуна і кутова швидкість обертання його колінчастого вала; I_2, ω_2 – момент інерції і кутова швидкість ведених деталей зчеплення; $I_3, I_4, \omega_3, \omega_4$ – моменти інерції і кутові швидкості деталей на

ведучому та веденому валах коробки передач відповідно; I_5, ω_5 – момент інерції і кутова швидкість деталей роздавальної коробки; I_6, ω_6 – момент інерції і кутова швидкість деталей приводу ВВП; $I_{np}, I_{3д}, \omega_{np}, \omega_{3д}$ – момент інерції передніх і задніх ведучих коліс трактора і їх кутова швидкість відповідно; I_7, ω_7 – момент інерції і кутова швидкість деталей головної передачі трактора; $I_{маи}, \omega_{маи}$ – момент інерції ведучих коліс машини та їх кутова швидкість; c_{ij}, k_{ij} – крутильні жорсткості і демпфування в ділянках трансмісії ($i = 2,4,5,6,7; j = 3,5,7$); M_{ij} – динамічні моменти в ділянках трансмісії; T_1, T_2 – відповідно зчеплення і система вмикання-вимикання ВВП; $M_{\delta\delta}$ – крутний момент двигуна; M_{ki} – крутний момент на ведучих колесах.

Всі елементи, що входять в динамічну систему трансмісії машини, зведені до колінчастого валу двигуна.

Система диференціальних рівнянь, що описує роботу трансмісії тракторного агрегату у складі з машинами, що оснащені активним мостом, у транспортному режимі, має при вимкненому зчепленні ($\omega_1 \neq \omega_2$) наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_{\delta\delta} - M_{T1} \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_{T1} - M_{23} \\
 (I_3 + I_4) \dot{\omega}_3 &= M_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - [M_{45} + k_{45}(\omega_3 - \omega_5)] \\
 (I_3 + I_4) \dot{\omega}_4 &= M_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - [M_{45} + k_{45}(\omega_4 - \omega_5)] \\
 (I_5 + I_6) \dot{\omega}_5 &= M_{45} + k_{45}(\omega_4 - \omega_5) - [M_{57} + k_{57}(\omega_5 - \omega_7) + M_{5np} + k_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) + M_{T2}] \\
 (I_5 + I_6) \dot{\omega}_6 &= M_{T2} - [M_{6ми} + k_{6ми}(\omega_6 - \omega_{ми})] \\
 I_7 \dot{\omega}_7 &= M_{57} + k_{57}(\omega_5 - \omega_7) - [M_{73д} + k_{73д}(\omega_7 - \omega_{3д})] \\
 I_{np} \dot{\omega}_{np} &= M_{5np} + k_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) - M_{кnp} \\
 I_{3д} \dot{\omega}_{3д} &= M_{73д} + k_{73д}(\omega_7 - \omega_{3д}) - M_{к3д} \\
 I_{ми} \dot{\omega}_{ми} &= M_{6ми} + k_{6ми}(\omega_6 - \omega_{ми}) - M_{кми} \\
 \dot{M}_{23} &= C_{23}(\omega_2 - \omega_3) \\
 \dot{M}_{45} &= C_{45}(\omega_4 - \omega_5) \\
 \dot{M}_{57} &= C_{57}(\omega_5 - \omega_7) \\
 \dot{M}_{5np} &= C_{5np}(\omega_5 - \omega_{np}) \\
 \dot{M}_{6ми} &= C_{6ми}(\omega_6 - \omega_{ми}) \\
 \dot{M}_{73д} &= C_{73д}(\omega_7 - \omega_{3д})
 \end{aligned} \tag{1}$$

При ввімкненому зчепленні ($\omega_1 = \omega_2$) перших два рівняння системи набувають вигляду:

$$\begin{aligned}
 (I_1 + I_2) \dot{\omega}_1 &= M_{\delta\delta} - M_{23} \\
 (I_1 + I_2) \dot{\omega}_2 &= M_{\delta\delta} - M_{23}
 \end{aligned} \tag{2}$$

Дана система рівнянь має нульові початкові умови, окрім $\omega_1 = \omega_1^0$, тобто в початковий момент часу колінчастий вал двигуна має деяку кутову швидкість ω_1^0 .

Крутні моменти на ведучих колесах можуть бути визначені із залежності виду:

$$M_{ki} = \frac{F_{ki} r_{\delta i}}{i_i \eta_i}, \quad (3)$$

де F_{ki} – дотична сила тяги, що розвивається колесами i -го мосту (трактора або сільськогосподарської машини);

$r_{\delta i}$ – динамічний радіус коліс i -го мосту;

i_i – передавальні числа від двигуна до коліс i -го мосту (визначаються як $i_i = i_{kn} i_{pk} i_m$, де i_{kn} , i_{pk} , i_m – передавальні числа коробки змінних передач, роздавальної коробки і ведучого мосту відповідно);

η_i – ККД приводу до коліс i -го мосту.

Для визначення величини дотичної сили тяги скористаємося формулою В.В. Гуськова:

$$F_{ki} = \frac{f k_\tau G_i}{\delta_i L} \left[\ln ch \frac{\delta_i L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta_i L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2\tau \frac{h_e L}{t}, \quad (4)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання;

k_τ – коефіцієнт деформації ґрунту;

G_i – навантаження, що припадає на i -ий міст;

δ_i – буксування i -го мосту;

L – довжина площі плями контакту колеса з опорною поверхнею;

f_{np} – приведений коефіцієнт тертя;

τ – напруження зрізу, що виникає в зоні контакту;

h_e – висота ґрунтозачепу;

t – крок ґрунтозачепу.

Буксування коліс ведучих мостів можна визначити з виразу виду:

$$\delta_i = 1 - \frac{\dot{x}}{\omega_i r_i}, \quad (5)$$

де \dot{x} – дійсна швидкість МТА;

ω_i – кутова швидкість коліс i -го мосту;

r_i – вільний радіус коліс i -го мосту.

Розв'язуючи систему рівнянь (1), можна визначити динамічні моменти в основних ланках трансмісії машини при її русі в різних умовах експлуатації, буксування коліс ведучих мостів і дотичну силу тяги, що сформована даними колесами, швидкість руху машини і т.д.

Розглянемо коливальну систему машини (рис. 2): $m_p, I_p, m_k, I_k, m_m, I_m$ – маси і моменти інерції відповідно рами машини з обладнанням, кабіни і сільськогосподарської машини; m_c – маса сидіння з водієм (приймаємо, що обидві маси зосереджені в одній точці); c_p, c_k, c_m – центри мас відповідно рами, кабіни і машини; $c_{ш1}, k_{ш1}, c_{к1}, k_{к1}, c_{м1}, k_{м1}$ – жорсткості і демпфування відповідно шин, підвіски кабіни і машини; c_c, k_c – жорсткість і демпфування підвіски сидіння водія.

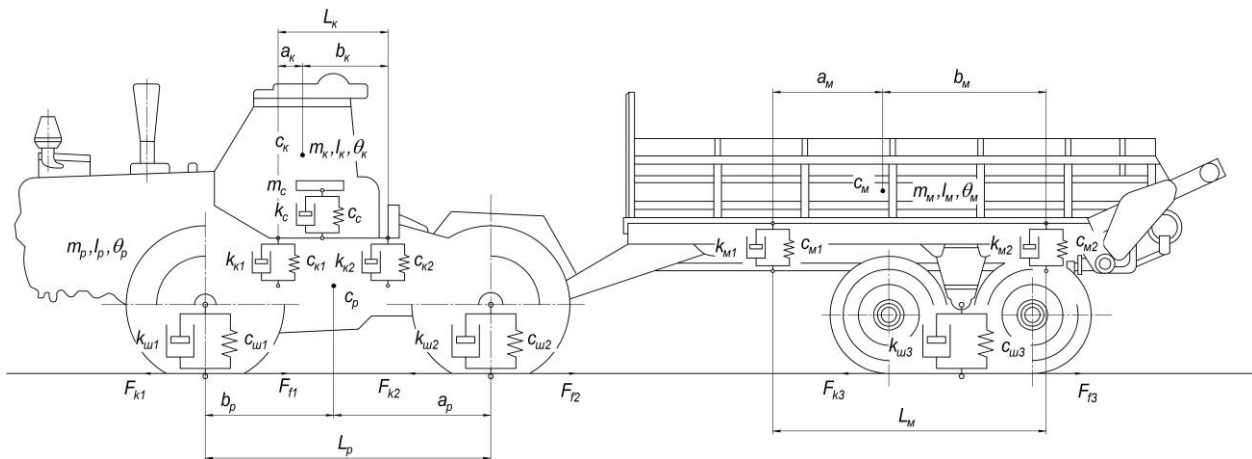


Рис. 2 - Коливальна система тракторного агрегату в транспортному режимі функціонування

При дослідженні коливальної системи машини можна припустити, що дана система включає в себе наступні коливальні підсистеми: рама з обладнанням, кабіна, сільськогосподарська машина і сидіння з водієм. Дані коливальні підсистеми (крім сидіння з водієм) можуть переміщуватися у вертикальному напрямку, який відраховується від положення статичної рівноваги, і можуть повертатися на малі кути $\theta_p, \theta_k, \theta_m$. При цьому можна прийняти, що тангенс і синус даних кутів приблизно відповідає самому кутку.

Система «сидіння-водій» може здійснювати тільки вертикальні переміщення, що також відраховуються від положення статичної рівноваги сидіння.

Отже, коливальна система машини має сім ступенів свободи, і коливання машини буде описуватися сім'ю диференційними рівняннями другого порядку.

Кожна підсистема отримує збурення від різних джерел, що впливають на точки опори підсистем. Так, наприклад, рама з обладнанням отримує збурення від нерівностей опорної поверхні, які передаються через пружні шини ведучих мостів. Отже, перші три коливальні підсистеми являють собою маси, що спираються в двох точках на пружні елементи, в яких втрачається частина енергії. Коливання таких підсистем описується наступною системою диференційних рівнянь:

$$\begin{aligned} A_1 \ddot{z}_1 + A_3 \ddot{z}_2 + 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) &= 0; \\ A_3 \ddot{z}_1 + A_2 \ddot{z}_2 + 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2c_{p2}(z_2 - \xi_2) &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де $z_1, z_2, \dot{z}_1, \dot{z}_2, \ddot{z}_1, \ddot{z}_2$ – переміщення, швидкості і прискорення точок над передньою і задньою підвісками відповідно;

$\xi_1, \xi_2, \dot{\xi}_1, \dot{\xi}_2$ – переміщення і швидкості точок кріплення передньої і задньої підвісок відповідно;

c_{pi}, k_{pi} – жорсткість і демпфування в підвісці;

A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти пропорційності, що визначаються з виразів виду:

$$A_1 = m_i \frac{a_i^2 + \rho_i^2}{L_i^2}, A_2 = \frac{b_i^2 + \rho_i^2}{L_i^2}, A_3 = \frac{a_i b_i + \rho_i^2}{L_i^2}, \quad (7)$$

де m_i – маса i -ої підсистеми;

a_i і b_i – поздовжні координати центру мас i -ої підсистеми відносно точок кріплення пружних елементів;

ρ_i – радіус інерції i -ої підсистеми;

L_i – відстань між пружними елементами i -ої підсистеми.

При цьому система рівнянь (6) має нульові початкові умови наступного вигляду: $z_1 = \dot{z}_1 = z_2 = \dot{z}_2 = 0$

Коливання машини при русі по опорній поверхні, мікрорельєф якої описується стохастичними залежностями, будуть описуватися наступною системою диференційних рівнянь:

- рама трактора з обладнанням:

$$A_{1uu} \ddot{z}_{1uu} + A_{3uu} \ddot{z}_{2uu} + 2k_{uu}(\dot{z}_{1uu} - \dot{q}_1) + 2c_{i1}(z_{1uu} - q_1) = 0;$$

$$A_{3uu} \ddot{z}_{1uu} + A_{2uu} \ddot{z}_{2uu} = 0;$$

- кабіна:

$$A_{1k} \ddot{z}_{1k} + A_{3k} \ddot{z}_{2k} + 2k_{k1}(\dot{z}_{1k} - \dot{\xi}_{1k}) + 2c_{k1}(z_{1k} - \xi_{1k}) = 0;$$

$$A_{3k} \ddot{z}_{1k} + A_{2k} \ddot{z}_{2k} + 2k_{k2}(\dot{z}_{2k} - \dot{\xi}_{2k}) + 2c_{k2}(z_{2k} - \xi_{2k}) = 0; \quad (8)$$

- сільськогосподарська машина:

$$A_{1m} \ddot{z}_{1m} + A_{3m} \ddot{z}_{2m} + 2k_{m1}(\dot{z}_{1m} - \dot{\xi}_{1m}) + 2c_{m1}(z_{1m} - \xi_{1m}) = 0;$$

$$A_{3m} \ddot{z}_{1m} + A_{2m} \ddot{z}_{2m} + 2k_{m2}(\dot{z}_{2m} - \dot{\xi}_{2m}) + 2c_{m2}(z_{2m} - \xi_{2m}) = 0;$$

- сидіння з водієм:

$$A_c \ddot{z}_c + k_c(\dot{z}_c - \dot{\xi}_c) + c_c(z_c - \xi_c) = 0.$$

Наведена система рівнянь має нульові початкові умови. При цьому, збуреннями для коливальної системи машини є згладжені по довжині плями контакту шини і нерівності опорної поверхні під передніми і задніми колесами трактора і ведучими колесами сільськогосподарської машини.

Для визначення шляху, швидкості і прискорення поступального руху машини необхідно скласти рівняння руху:

$$m\ddot{x} = F_{k1} + F_{k2} + F_{k3} - F_f, \quad (9)$$

де m – маса агрегату;

F_f – сила опору руху агрегату;

\ddot{x} – прискорення поступального руху агрегату.

Дане рівняння також має нульові початкові умови вигляду:.

Для вирішення вихідної системи рівнянь необхідні рівняння в'язей, які, в загальному випадку приймають вигляд:

-рама-кабіна:

$$\xi_{1к} = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} + l_{1к}}{L_p} + z_{2ш};$$

$$\xi_{2к} = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} - l_{2к}}{L_p} + z_{2ш}.$$

- сільськогосподарська машина:

$$\xi_{1.м} = (z_{1.м} - z_{2.м}) \frac{b_m + l_{1.м}}{L_m} + z_{2.м}; \quad (10)$$

$$\xi_{2.м} = (z_{1.м} - z_{2.м}) \frac{b_m - l_{2.м}}{L_m} + z_{2.м};$$

- кабіна-сидіння водія:

$$\xi_c = (z_{1ш} - z_{2ш}) \frac{a_{ш} - l_c}{L_k} + z_{2ш}.$$

Похідні координат, що входять в систему рівнянь (8), знаходяться шляхом диференціювання рівнянь в'язей за часом.

Висновки

Таким чином, розв'язуючи спільно розроблені системи рівнянь (1), (8) і рівняння (9), можна отримати повну інформацію про рух МТА в заданих умовах функціонування, коливаннях махових мас та динамічних моментах в трансмісії, а також про параметри стохастичних коливань підсистем агрегату з величинами динамічних силових факторів в місцях кріплення коліс, кабіни та в сільськогосподарській машині, що необхідно для розрахунку на міцність останніх.

Література

1. Корсун Н.А. Статистический анализ основных параметров тракторов общего назначения / Н.А. Корсун, А.Д. Левитанус // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – №6. – С. 6 – 10.
2. Косников Н.И. К вопросу нормирования сменной производительности агрегатов / Н.И. Косников, Н.А. Корсун // Труды КНИИТИМ. – Армавир, 1969. – №4. – С. 35 – 40.
3. Богатырев А.П. О тяговой динамике энергонасыщенного гусеничного трактора-бульдозера / А.П. Богатырев, Ю.В. Гинзбург, В.И. Дурановский // Тракторы и сельхозмашины. – 1973. – №4. – С. 6 – 8.
4. Антонов А.С. Теория гусеничного движителя / А.С. Антонов. – М.: Машиностроение, 1949. – 214 с.

5. Васильев А.В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / А.В. Васильев, Е.Н. Докучаева, О.Л. Уткин-Любовцев. – М.: Машиностроение, 1969. – 191 с.

6. Львов Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.

7. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 377 с.

8.

Аннотация

ЧАСТОТНО-ДИНАМИЧЕСКАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПЕРЕДАЧЕЙ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА К ДВИЖИТЕЛЯМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

Калинин Е.И.

В работе приведена частотно-динамическая модель функционирования тракторного агрегата с сельскохозяйственной машиной, на колесные движители которой передается крутящий момент через ВОМ трактора. Разработанная модель позволяет оценить динамические нагрузки и колебания агрегата в условиях его функционирования.

Abstract

TRACTOR UNITS FREQUENCY-DYNAMIC MATHEMATICAL MODEL WITH GEARS TORQUE TO THE WHEELS OF AGRICULTURAL MACHINES

Y. Kalinin

The article describes the frequency-dynamic mathematical model of the tractor unit, connected to the agricultural machine. The torque on the wheels of the agricultural machine is transmitted through the PTO shaft. Developed frequency dynamic model allows us to estimate the dynamic loads and vibrations of the machine and tractor unit in terms of its operation.