

**АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВАЛУ ВІДБОРУ
ПОТУЖНОСТІ ТРАКТОРА**

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.; Шевченко І.О., асистент
*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенко*

Розглянуті результати досліджень ВВП тракторів серії ХТЗ-160. Проаналізована амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань валу приводу ВВП при агрегуванні трактором сільськогосподарських машин, які мають активні робочі органи.

Постановка проблеми. Вал відбору потужності (ВВП) трактора використовується для приводу активних робочих органів сільськогосподарських машин, працездатність якого визначає ефективність роботи машинно-тракторного агрегату.

Аналіз основних досліджень і публікацій. При незалежному ВВП розгін робочих органів сільгоспмашин і агрегату здійснюється [1] або шляхом зміни режиму роботи ВВП при постійній швидкості руху агрегату, або шляхом зміни швидкості руху агрегату без зміни режиму роботи агрегату. При цьому динаміка машинного агрегату [2] на кожному етапі його руху (розгін, сталий рух, перемикання передач, зупинки) має особливості по навантажувальним режимам як двигуна внутрішнього згоряння і трансмісії [3], так і деталей ВВП [4].

Мета дослідження. Розв'язуються задачі оцінки крутильних коливань і навантажень валу приводу ВВП тракторів серії ХТЗ-160 при агрегуванні силосозбиральним комбайном КСС-2,6.

Результати дослідження. Незалежний ВВП тракторів серії ХТЗ-160 (рис.1) характеризується значної довжиною компоновальної бази між двигуном і приводом активних робочих органів сільськогосподарських машин.

В силовій передачі двигун - активні робочі органи є нелінійності, обумовлені зазорами шліцьових з'єднань і кардана ВВП. В даному випадку нелінійна динамічна модель ВВП представляється з'єднанням моментів інерції зосереджених мас двигуна внутрішнього згоряння 1, валів 2, редуктора 3 (рис. 2).

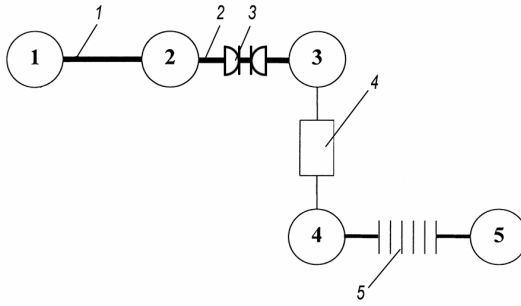


Рис. 1. Динамічна модель ВВП: ①, ②, ③, ④, ⑤ - моменти інерції рухаючихся деталей двигуна, валів, карданного вала приводу, валів редуктора та активних робочих органів сільськогосподарських машин; 1, 2 - вали; 3 – карданний вал; 4 - редуктор; 5 - гідропіджимні муфти

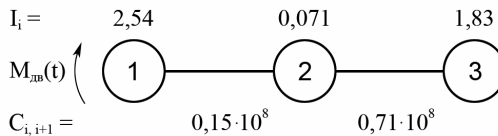


Рис. 2. Динамічна модель нелінійної системи ВВП: I_i , кг·м – момент інерції зосереджених мас; $C_{i, i+1}$, Н·м – жорсткість пружних з'єднань

Рівняння руху даної моделі при включенні ВВП:

$$\begin{cases} I_1 \varphi_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{дв}(t) \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Введемо нові змінні:

q_0 – кут повороту, що характеризує обертання системи як єдиного твердого тіла;

$q_1 = (\varphi_1 + \Delta_1 - \varphi_2)$ – характеризує коливальний процес у з'єднанні карданного валу;

$q_2 = (\varphi_2 + (\varphi_3 + \Delta_2))$ характеризує коливальний процес пружних валів, де Δ_1 – половина зазору в шліцьовому з'єднанні;

Δ_2 – половина зазору в карданному шарнірі.

З урахуванням нових змінних рівняння (1) можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} q_0 = \frac{M_{\text{дв}}(t)}{I_1 + I_2 + I_3} \\ q_1 = \left(\frac{b_1}{I_1} + b_{12} \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) q_1 + c_{12} \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} (q_1 - \Delta_1) - \frac{c_{23}}{I_2} (q_2 + \Delta_2) = \frac{M_{\text{дв}}(t)}{I_1} \\ q_2 = \frac{b_{12}}{I_{12}} q_1 - \frac{c_{12}}{I_2} (q_1 - \Delta_1) - c_{23} \frac{I_3 + I_2}{I_3 \cdot I_2} (q_2 + \Delta_2) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де b_1 – демпфування на масі двигуна;

$I_{\text{дв}}$ – момент інерції двигуна;

K_2 – резонансна частота системи;

z – кількість кривошипно-шатунних механізмів двигуна;

b_{12} – демпфування в шліцьовому з'єднанні;

$M_{\text{дв}}(t)$ – момент двигуна при пуску, який визначається у вигляді [2]:

$$M_{\text{дв}}(t) = \frac{M_{\text{ср}}}{z} \left\{ 1 + E \left[\frac{\left(q_0 + q_1 \frac{1 + \text{sgn}(q_1)}{2} \right) z}{2m\pi} \right] \right\} + M_v \sin v(q_0 + q_1), \quad (3)$$

де $M_{\text{ср}}$ – середній крутний момент двигуна при пуску;

z – число циліндрів двигуна;

M_v – амплітуда збурюючого моменту порядку $v = 3$;

$E[x]$ – ціла частина числа x ;

m – коефіцієнт тактності двигуна.

При розрахунках прийняті: момент інерції двигуна прийнятий як середній для двигунів класу СМД 6021 – 35 Нм; моменти інерції проміжних мас 2, 3, 4 прийняті – 1 Нм; моменти інерції навісного устаткування вважається змінним і змінюється в межах 5 – 200 Нм.

В процесі дослідження вважається, що подача палива максимальна і двигун працює на зовнішній характеристиці.

Розглядалося включення муфти зчеплення при різних величинах моменту інерції навісного устаткування з урахуванням заданого діапазону. Включення проводилось за 0,5 с, що відповідає часу заповнення бустерів при пневмомеханічному механізмі включення фрикційної муфти.

Рішення рівняння (3) проводилось на ПОВМ у середі MATCADver.7. (Рис. 3).

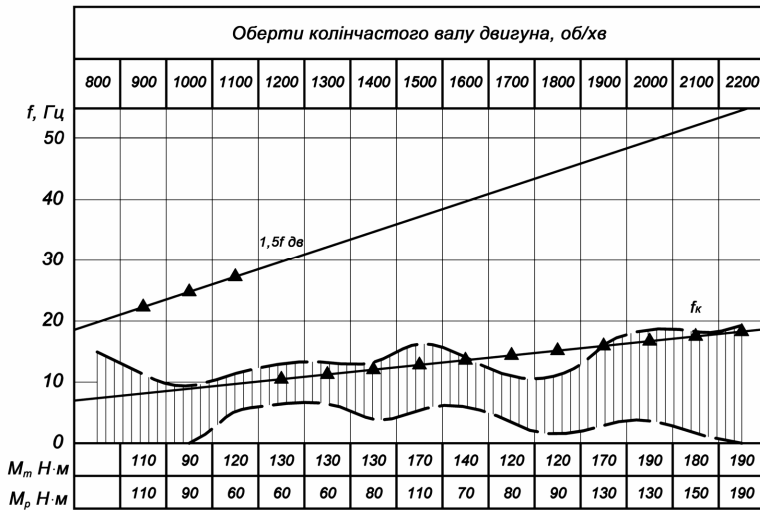


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань вала привода ВВП трактора серії ХТЗ-160 при агрегатуванні з комбайном КСС-2,6

Аналіз даних амплітудно-частотних характеристик вказує на те, що при приєднанні комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-120 за допомогою різних приєднувальних пристроїв відмічаються чітко виражені резонансні зони крутильних коливань з коефіцієнтом асиметрії циклу рівному нулю.

При серійному приєднанні комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-120 (рис.3) перша резонансна зона лежить в межах 800 об/хв. двигуна. Джерелом коливань моменту в цій зоні являється полуторна гармоніка двигуна. Ця зона безпечна, так як лежить нижче робочих обертів двигуна. Вона може являти собою небезпеку тільки при тривалій роботі трактора з комбайном на холостому ході при обертаннях колінвалу порядку 800 об/хв.

Друга резонансна зона крутильних коливань вала знаходиться в діапазоні 2100-2280 об/хв. Джерелом збудження коливань у цій зоні являється крутильна нерівномірність карданного вала привода КСС-2,6. Ця зона є небезпечною, так як у цьому режимі трактора з комбайном КСС-2,6 працює постійно.

При приєднанні комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-120 шляхом зміщення підшипникової опори карданної передачі комбайна відмічається одна зона резонансу крутильних коливань (900 - 1000 об/хв.), які викликані полуторною гармонікою двигуна. Ця зона лежить поза робочих обертів колінвалу двигуна. В зоні робочих обертів колінвалу двигуна коливання вала привода ВВП викликаються крутиль-

ною нерівномірністю кардана привода комбайна.

При приєднанні комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-120 за допомогою редуктора відмічається одна резонансна зона крутильних коливань (1200...1300 об/хв.), які викликані полуторною гармонікою двигуна. На робочих обертах колінвалу двигуна коливань моменту викликаються карданною передачею комбайна КСС-2,6.

Список використаних джерел

1. Гамидов Г.З. Разгон трактора без переключения передач при отборе мощности через ВОМ // Тракторы и сельхозмашины. – 1977, № 2. – С. 15-16.

2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

3. Островерхов Н.Л., Русецкий И.К., Бойко А.И. Динамическая нагрузка трансмиссий колесных машин. – Минск: Наука и техника, 1977. – 290 с.

4. Шевченко И.А. Динамическая нагрузка валов привода ВОМ трактора // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. научн. тр. – Харьков: ХНТУСХ, 2003. – С. 198-204.

Аннотация

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛА ОТБОРА МОЩНОСТИ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т., Шевченко И.А.

Рассмотрены результаты исследований ВОМ тракторов серии ХТЗ-160. Проанализирована амплитудно-частотная характеристика крутильных колебаний вала привода ВОМ при агрегатировании трактором сельскохозяйственных машин, которые имеют активные рабочие органы.

Abstract

ANALYSIS OF CAPACITY OF BILLOW OF POWER TAKEOFF OF TRACTOR

A. Lebedev, I. Shevchenko

The considered results of researches of the PTO tractors of series HTZ-160. The analyzed amplitude-frequency description of turning vibrations of billow of occasion PTO at using by the tractor of agricultural machines which have active working organs.