

## ВЛИЯНИЕ ИНЕРЦИОННОСТИ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬХОЗМАШИН НА РЕЗОНАНСНЫЕ ЯВЛЕНИЯ ПРИВОДА ВОМ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т., д.т.н., проф.<sup>1)</sup>; Шевченко И.А., к.т.н., доц.<sup>1)</sup>;  
Левченко П.Н., асп.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Харьковский национальный технический университет  
сельского хозяйства имени Петра Василенко

<sup>2)</sup>УкрНИИПИТ имени Леонида Погорелого

*Обоснована наиболее опасная резонансная частота привода вала отбора мощности трактора при агрегатировании с сельхозмашинами с активными рабочими органами.*

**Введение.** При наметившейся тенденции расширения применения в сельскохозяйственном производстве сельхозмашин с активными рабочими органами актуально решение проблемы повышения надежности приводов вала отбора мощности (ВОМ) трактора. При этом первостепенными задачами являются задачи устранения резонансных явлений привода ВОМ при агрегатировании трактора с различными сельхозмашинами.

**Анализ основных публикаций, исследований.** Обычно на сельскохозяйственных тракторах применяют независимые ВОМ [1] для привода рабочих органов прицепных комбайнов, машин для внесения удобрений и т.д. В работе [2] отмечено, что максимальные нагрузочные режимы в приводе ВОМ характерны в режиме разгона, выполняемом либо путем изменения режима работы ВОМ при постоянной скорости движения агрегата, либо путем изменения скорости агрегата без изменения режима работы ВОМ. При этом динамика машинного агрегата на каждом этапе его движения (разгон, установившееся движение, переключения передач, остановки) имеют особенности по нагрузочным режимам как двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссии [3, 4], так и привода ВОМ [5].

**Целью исследования** является определение наиболее опасных резонансных частот для привода ВОМ при агрегатировании трактора с сельхозмашинами с активными рабочими органами.

**Результаты исследования.** Независимый ВОМ тракторов характеризуется значительной длиной (рис.1) компоновочной базы привода между двигателем ( $M$ ) и активными рабочими органами сельскохозяйственных машин (нагрузка  $H$ ).

Включение в работу активных рабочих органов характеризуется процессами колебания валов привода ВОМ вследствие взаимодействия двигателя с нагрузкой и возмущениям со стороны карданных передач 3 и 6 привода ВОМ.

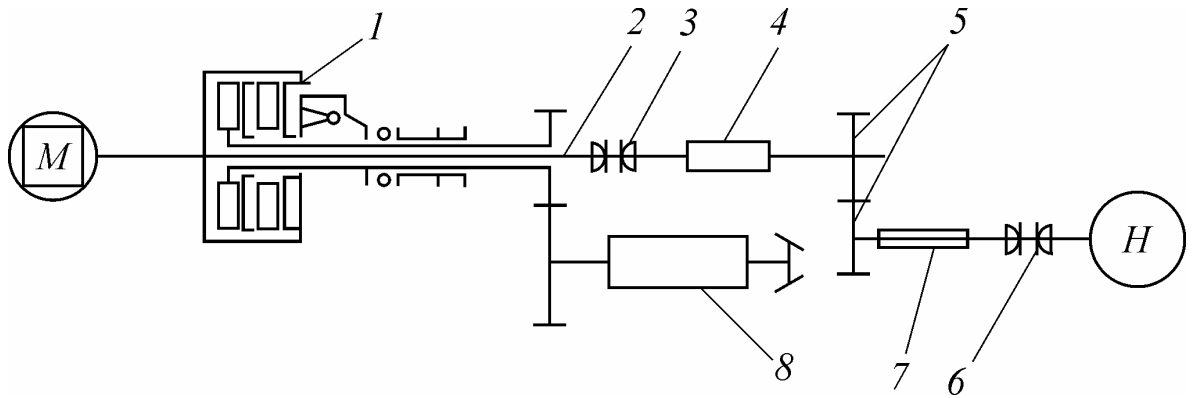


Рис. 1. Кинематическая схема независимого ВОМ: 1 – муфта сцепления; 2, 7 – валы; 3, 6 – карданная передача; 4 – редуктор ВОМ; 5 – зубчатая пара редуктора ВОМ; 8 – коробка передач

При работе привода ВОМ инерционные характеристики активных рабочих органов сельхозмашин изменяется в широких пределах. Поскольку привод включает элементы со шлицевыми соединениями и карданные шарниры неравных угловых скоростей с нелинейными характеристиками, то для данной системы возможны резонансные колебания. В данном случае нелинейная динамическая модель привода ВОМ представляется соединением моментов инерции сосредоточенных масс ( $J_i$ ) и жесткостей ( $C_1$ ) (Рис. 2).

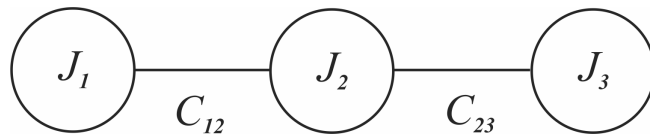


Рис. 2. Динамическая модель нелинейной системы привода ВОМ:  $J_1, J_2, J_3$  – моменты инерции сосредоточенных масс двигателя внутреннего сгорания, приводных валов, активных рабочих органов сельхозмашин;  $C_{12}, C_{23}$  – жесткости упругих соединений

Дифференциальные уравнения движения данной системы имеют вид:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\varphi_i$  – угловое перемещение масс системы.

Решением уравнений системы (1) получены первая ( $\omega_{C1}$ ) и вторая ( $\omega_{C2}$ ) собственные частоты привода ВОМ:

$$\omega_{C1} = \sqrt{\frac{c_{23}(J_1 J_2 + J_1 J_3) + c_{12}(J_2 J_3 + J_1 J_3) - D}{2(J_1 J_2 J_3)}}; \quad (2)$$

$$\omega_{C2} = \sqrt{\frac{c_{23}(J_1 J_2 + J_1 J_3) + c_{12}(J_2 J_3 + J_1 J_3) + D}{2(J_1 J_2 J_3)}}, \quad (3)$$

$$\text{где } D = \sqrt{\left[ c_{23}(J_1J_2 + J_1J_3) + c_{12}(J_2J_3 + J_1J_3) \right]^2 - 4(J_1J_2J_3)\left[ c_{12}c_{23}(J_1 + J_2 + J_3) \right]}.$$

Меньшему положительному значению  $\omega_{C1}$  соответствует одно узловая (низшая) форма колебаний, большему положительному значению  $\omega_{C2}$  – двух узловая (высшая) форма крутильных колебаний.

Для тракторов серии ХТЗ-170 ( $J_1 = 3,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $J_2 = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ) при агрегатировании с сельхозмашиной, например комбайном КСС-2,6А, с переменным приведенным моментом инерции активных рабочих органов ( $J_3 = 0,5 \div 20 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ) и жесткостях упругих соединений  $C_{12} = 2352 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $C_{23} = 27600 \text{ Н}\cdot\text{м}$  по зависимостям (2) и (3) построена функциональная зависимость величины собственных частот привода ВОМ от величины момента инерции активных рабочих органов сельхозмашин (Рис. 3).

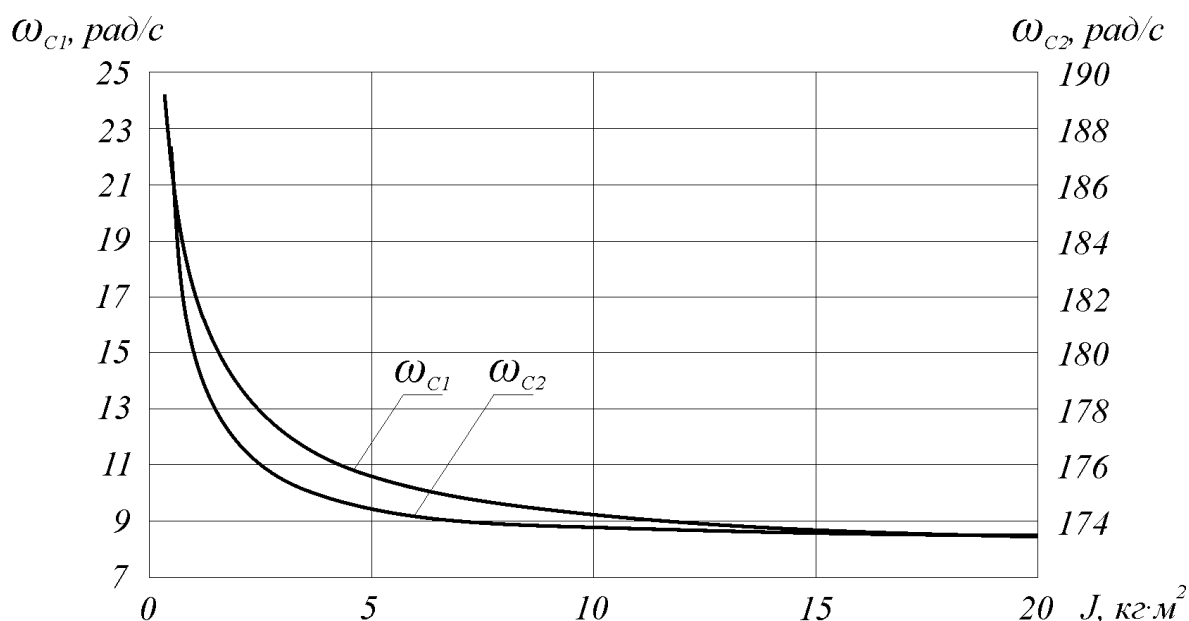


Рис. 3. Изменение низкочастотных  $\omega_{C1}$  и высокочастотных  $\omega_{C2}$  колебаний привода ВОМ тракторов серии ХТЗ-170 от величины момента инерции  $J$  активных рабочих органов сельхозмашин

Анализ результатов частотного исследования привода ВОМ показал, что первая собственная частота  $\omega_{C1}$  лежит в диапазоне 8 – 21 рад/с и является наиболее опасной с точки зрения взаимодействия привода ВОМ с активными рабочими органами сельхозмашин. Вторая собственная частота  $\omega_{C2}$  колеблется в диапазоне 173,5 – 181 рад/с, который полностью находится в зоне рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя.

Таким образом, в процессе работы привода ВОМ могут возникать резонансные явления, вызванные совпадением собственных частот привода с частотными характеристиками активных рабочих органов сельхозмашин, а также с частотой вращения коленчатого вала двигателя. При этом необходима оценка возмущенного движения элементов привода ВОМ при передаче мощности на активные рабочие органы сельхозмашин.

С этой целью уравнения движения масс преобразованной расчетной модели (см. рис. 2) с учетом демпфирующей составляющей записываются в виде:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\partial\partial}(t); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + b_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - b_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_C(t), \end{cases} \quad (4)$$

где  $M_C(t)$  – внешняя нагрузка;  $b_1$  – коэффициент демпфирования, учитывающий диссипативное влияние двигателя;  $b_{12}(b_{23})$  – эквивалентный линейный коэффициент демпфирования в соединении вала 2 (вала 7) (см. рис. 1).

Данный коэффициент определяется с учетом коэффициента поглощения энергии  $\delta$  и собственной частоты  $\omega$  доминирующей в реализации упругого момента для данного соединения:

$$b = \frac{\delta \cdot C}{2 \cdot \pi \cdot \omega},$$

где  $C$  – угловая жесткость соединения.

Введем новые переменные (см. рис. 1):

$q_0$  – угол поворота, характеризующий вращение системы как единого твердого тела;

$q_1 = (\varphi_1 - \varphi_2)$  – характеризует колебательный процесс в валу № 2;

$q_2 = (\varphi_2 - \varphi_3)$  – характеризует колебательный процесс в валу № 7.

С учетом новых переменных уравнения (4) можно записать в виде:

$$\begin{cases} \ddot{q}_0 = \frac{M_{\partial\partial}(t)}{J_1 + J_2 + J_3}; \\ \ddot{q}_1 + \left( \frac{b_1}{J_1} + b_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \right) \dot{q}_1 + c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} q_1 - \frac{c_{23}}{J_2} q_2 - \frac{b_{23}}{J_2} \dot{q}_2 = \frac{M_{\partial\partial}(t)}{J_1}; \\ \ddot{q}_2 - \frac{b_{12}}{J_2} \dot{q}_1 - \frac{c_{12}}{J_2} q_1 - c_{23} \frac{J_3 + J_2}{J_3 \cdot J_2} q_2 - b_{23} \frac{J_3 + J_2}{J_3 \cdot J_2} \dot{q}_2 = -\frac{M_C(t)}{J_3}, \end{cases} \quad (5)$$

где  $b_1$  – демпфирование на массе двигателя;  $M_{\partial\partial}(t)$  – крутящий момент двигателя с учетом неравномерности его работы, который определяется по зависимости [3]:

$$M_{\partial\partial}(t) = \frac{M_{cp}}{z} \left\{ 1 + E \left[ \frac{\left( q_0 + q_1 \frac{1 + \text{sgn}(q_1)}{2} \right)^z}{2m\pi} \right] \right\} + M_V \sin \nu(q_0 + q_1),$$

где  $M_{cp}$  – средний крутящий момент двигателя;  $z$  – число цилиндров двига-

теля;  $M_V$  – возмущающий момент при амплитуде  $V = 3$ ;  $E[x]$  – целая часть числа  $x$ ;  $m$  – коэффициент тактности двигателя.

При анализе результатов математического моделирования процесса нарастания частоты вращения коленчатого вала двигателя при включенных активных рабочих органах сельхозмашин, характерном для разбрасывателей органических и минеральных удобрений, возможны две резонансные частоты крутящего момента на валах привода в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя 15...30 рад/с и 180...200 рад/с соответственно через 5...7 с и 8...9 с после запуска двигателя. При отключенных активных рабочих органах сельхозмашин возможна одна резонансная зона крутящего момента на вале привода ВОМ в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя 15...30 рад/с через 5...7 с после запуска двигателя. Амплитуда резонансных колебаний валов ВОМ не превышает допустимого значения по условию обеспечения прочности [5].

Таким образом, на основе математического моделирования возмущенного движения элементов привода ВОМ установлено, что упругие моменты, углы закрутки валов имеют резонансные явления в двух диапазонах изменения частот нагрузки от активных рабочих органов сельхозмашин 170...190 рад/с и 8...21 рад/с. Примерно в таких же диапазонах находится резонансная зона колебаний валов при разгоне активных рабочих органах сельхозмашин.

Динамическая нагруженность валов редуктора ВОМ экспериментально оценена по резонансным режимам осевой нагрузки (Рис. 4, 5).

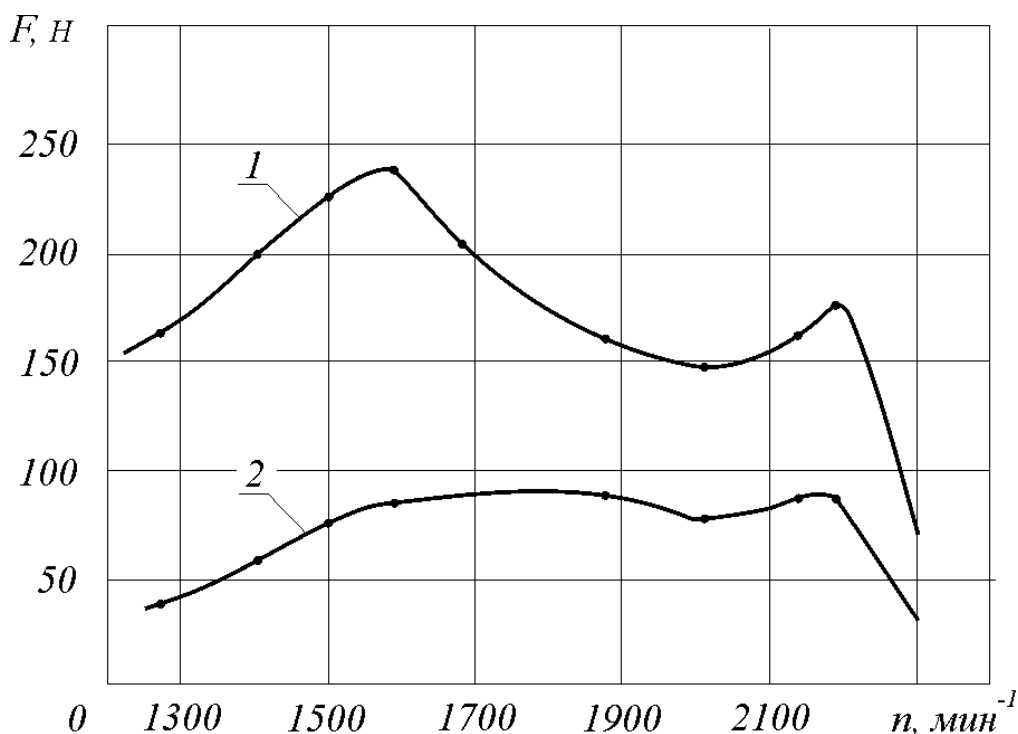


Рис. 4. Изменение амплитуды осевого усилия  $F$  валопровода ВОМ тракторов серии ХТЗ-170 от оборотов  $n$  коленчатого вала двигателя:

1 - нагрузка на гидротормозе редуктора ВОМ моментом  $M = 55...57$  Н·м; 2 – редуктор ВОМ включенный без нагрузки

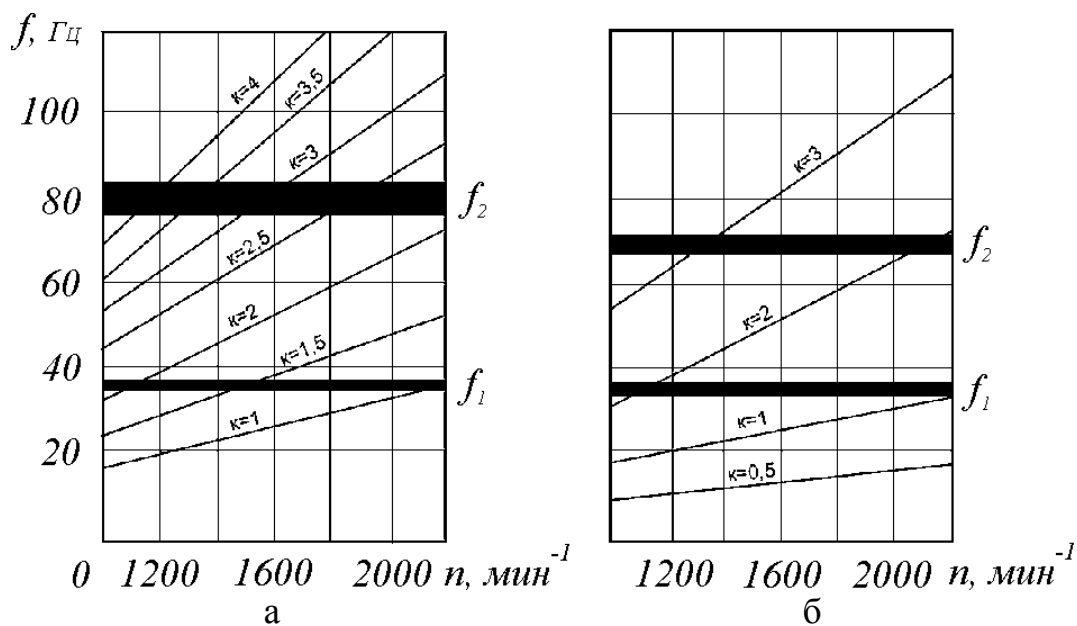


Рис. 5. Спектральная диаграмма частот ( $f$ ) продольных колебаний валопровода ВОМ тракторов серии ХТЗ-170: а – нагрузка на гидротормозе редуктора ВОМ моментом  $M = 55 \dots 57$  Н·м; б – редуктор ВОМ включенный без нагрузки;  $f_1, f_2$  – диапазоны первого и второго резонанса;  $k_1, \dots, k_4$  – порядок возмущающих гармоник

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что процесс изменения осевого усилия валопровода ВОМ носит сложный колебательный характер. Основная дисперсия процесса лежит в полосе частот  $f \leq 120$  Гц, т.е.  $0,5f_{\text{об}} \dots 4f_{\text{об}}$ , где  $f_{\text{об}}$  – частота вращения коленвала двигателя. Максимальный стойкий период колебаний равен двум оборотам коленвала двигателя. Уровень динамических нагрузок (осевые усилия валопровода) при передаче 100% мощности через ВОМ в 1,5...2,5 раза выше, чем при работе ВОМ без нагрузки.

При нагруженном ВОМ первый резонансный режим с частотой  $f_{\text{рез}} = 35 \dots 38$  Гц размещен в узкой полосе оборотов коленвала двигателя  $n = 2150 \dots 2200$  мин<sup>-1</sup>. При этом резонансные амплитуды осевого усилия валопровода ВОМ достигают значения  $F = 180$  Н.

Второй резонансный режим осевой нагрузки валопровода ВОМ отмечается в диапазоне оборотов коленвала двигателя 1550...1650 мин<sup>-1</sup>, причем максимальные резонансные амплитуды осевого усилия ( $F = 230$  Н) зафиксированы при  $n = 1560 \dots 1570$  мин<sup>-1</sup>. Второй резонансный режим продольных колебаний валопровода ВОМ связан с наличием в спектре собственных частот системы частоты  $75 < f_2 < 85$  Гц. Колебания с этой частотой наблюдаются в широком диапазоне оборотов коленвала двигателя и поддерживаются коленвалом двигателя при возмущающих гармониках от двигателя  $k \geq 2,5$ . Резонансные колебания  $f_2$  имеют отражения с максимальным периодом  $T = 2/f_{\text{об}}^{-1}$ , т.е. два оборота коленвала двигателя.

При работе редуктора ВОМ без нагрузки валопровод ВОМ имеет две собственные частоты продольных колебаний системы. Первая собственная частота  $f_1 = 35 \dots 36$  Гц при  $n = 2180$  мин<sup>-1</sup> коленвала двигателя совпадает с

аналогичной собственной частотой осевого усилия валопровода при 100% загрузки ВОМ. Вторая собственная частота  $f_2 = 70...75$  Гц отмечается при возмущающих гармониках  $\kappa = 2$  и  $\kappa = 3$ .

Резонанс от гармоник  $\kappa = 2$  отмечается при  $n = 2100$  мин<sup>-1</sup>, т.е. на тех же режимах, что и резонанс от гармоники  $\kappa = 1$  с частотой  $f = 35...36$  Гц. Резонанс от гармоники  $\kappa = 3$  отмечается при  $n = 1400...1500$  мин<sup>-1</sup>.

**Выводы.** Упругие моменты, углы закрутки валов привода ВОМ тракторов серии ХТЗ-170 приводят к резонансным явлениям в двух диапазонах изменения частот нагрузки от активных рабочих органов сельхозмашин:  $\omega_{c1} = 8...21$  рад/с и  $\omega_{c2} = 170...190$  рад/с. Частота  $\omega_{c1}$  является наиболее опасной при оценке взаимодействия привода ВОМ с активными рабочими органами сельхозмашин.

#### **Список использованных источников**

1. Ксенович, И.П. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет [Текст] / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др. Под общ. Ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение. – 1991. – 544 с.
2. Гамидов, Г.З. Разгон трактора без переключения передач при отборе мощности через ВОМ [Текст] / Г.З. Гамидов // Тракторы и сельхозмашины. – 1977, №2. – С. 15-16.
3. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания [Текст] / В.Л. Вейц, А.Е. Качура. – Л.: Машиностроение, 1976.–384 с.
4. Островерхов, Н.Л. Динамическая нагруженность трансмиссии колесных машин [Текст] / Н.Л. Островерхов, И.К. Русецкий, А.И. Бойко. – Минск: Наука и техника, 1977. – 290 с.
5. Лебедев, А.Т. Аналіз працездатності валу відбору потужності трактора [Текст] / А.Т. Лебедев, І.О. Шевченко // Тракторна енергетика у рослинництві: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 60. – С. 144-148.

#### **Анотація**

### **ВПЛИВ ІНЕРЦІЙНИХ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬГОСПМАШИН НА РЕЗОНАНСНІ ЯВИЩА ПРИВОДУ ВОМ ТРАКТОРА**

**Лебедев А.Т., Шевченко І.О., Левченко П.М.**

*Обґрунтовано найбільш небезпечна резонансна частота приводу вала відбору потужності трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами.*

#### **Abstract**

### **INFLUENCE OF INERTIAL ACTIVE BODIES WORKING ON RESONANT PHENOMENA FARM MACHINERY PTO DRIVE TRACTOR**

**A. Lebedev, I. Shevchenko, P. Levchenko**

*Proved the most dangerous resonance frequency of the drive shaft of the tractor power take-off for aggregation with agricultural machinery with active working members.*