

УДК 621.431.73

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ НА КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ С ДИЗЕЛЬНЫМИ И ГАЗОТУРБИННЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

V.S. ШКРАБАК, д. т.н., проф., иностранный член НААН. E-mail: v.shkrabak@mail.ru; тел.: +79213452109 – ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет»

РЕЗЮМЕ

Цель исследований – выполнить сравнительный теоретический анализ влияния колебаний, имеющих место в практике эксплуатации машинно-тракторных сельскохозяйственных агрегатов с дизелями и двухвальными газотурбинными двигателями одинаковой мощности на кинематические и энергетические параметры.

Объект и методика исследований. В качестве объектов исследований использовались результаты стендовых испытаний тракторного дизеля ЯМЗ-240Б и отечественного двухвального газотурбинного двигателя (ДГТД) равной мощности, а также результаты дорожно-полевых испытаний пахотного и транспортного агрегатов на базе серийного трактора К-701 с дизелем и опытного образца газотурбинного трактора К-701 ТУРБО. Методикой исследований предусматривался анализ характеристик дизельного и двухвального газотурбинного двигателя (по результатам стендовых и дорожно-полевых испытаний) с учетом отличительных свойств конструкции двигателей и принципов их работы.

Результаты исследований. Теоретическим анализом уравнения движения того и другого трактора с учетом их характеристик (скоростных), коэффициентов буксования и конкретных значений крутящих моментов по типичным режимам с учетом среднеквадратичных отклонений установлено, что в случае газотурбинного трактора при 25%-ном среднеквадратичном отклонении исходного процесса изменение мощности по сравнению с квазистационарным режимом составляет 0,7%. В случае дизельного трактора для тех же условий имеет место изменение угловой скорости вала двигателя осредненно на 3,33%, изменение момента двигателя на 3,3% и снижение мощности на 3,68%.

Выводы. У агрегатов на базе газотурбинного трактора колебания снижают его энергетические и кинематические показатели в 5 раз меньше, чем у агрегатов на базе дизельного трактора.

Ключевые слова: трактор, агрегат, двигатель, поршневой, газотурбинный, колебания, сравнение, потери, мощность.

UDK 621. 431. 73

THEORETICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF FLUCTUATIONS ON THE KINEMATIC AND ENERGY PERFORMANCE OF TRACTOR UNITS WITH DIESEL AND GAS TURBINE ENGINES

V.S. SHKRABAK, Doctor of Technical Sciences, Prof., Foreign Academy National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine. Email: v.shkrabak@mail.ru; tel.: +79213452109 – Saint Petersburg State Agrarian University

SUMMARY

The purpose of research – to perform a comparative theoretical analysis of the impact of fluctuations that occur in the practice of exploitation of agricultural machine and tractor units with diesel engines and two-shaft gas turbine engines of the same power.

Object and research methods. As the object of the investigation results of bench tests tractor diesel YAMZ-240B and domestic two-shaft gas turbine engine (DGTD) of equal power, and the results of field tests of road plowing and transport units on the basis of series K-701 tractor with diesel and gas turbine prototype tractor K -701 TURBO. Methodolo-

gy the study included analysis of the characteristics of diesel and two-shaft gas turbine engine (based on the results of bench and road field trials), taking into account the distinctive features of the design of engines and how they work.

The results of research. Theoretical analysis of the equations of motion of both the tractor with regard to their performance (speed), the coefficients of slipping and specific torques for typical modes with the standard deviations found that in the case of gas turbine tractor with a 25% standard deviation of the

initial process of the change of power in comparison with quasi-stationary regime is 0.7%. In the case of diesel tractor for the same conditions is a change in the angular velocity of the motor shaft averaging 3.33%, the change in torque of 3.3% and a decrease in power at 3.68%.

Conclusions. Y units based turbine tractor vibrations reduce its energy and the kinematic parameters is 5 times less than that of units based diesel tractor.

Key words: tractor unit, an engine piston, gas turbine, vibrations comparison loss power.

УДК 621.431.73

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОЛІВАНЬ НА КІНЕМАТИЧНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ З ДИЗЕЛЬНИМИ І ГАЗОТУРБІННИМИ ДВИГУНАМИ

B.C. ШКРАБАК, д.т.н., проф., іноземний член НААН., E-mail: v.shkrabak@mail.ru; тел.: +79213452109 – ФДБ НУ «Санкт-Петербургський державний аграрний університет»

РЕЗЮМЕ

Мета дослідження – виконати порівняльний теоретичний аналіз впливу коливань, що мають місце у практиці експлуатації машинно-тракторних сільськогосподарських агрегатів з дизелями і двохвальним газотурбінними двигунами однакової потужності на кінематичні та енергетичні параметри.

Об'єкт і методика дослідження. В якості об'єктів досліджень використовувалися результати стендових випробувань тракторного двигуна ЯМЗ-240Б та вітчизняного двохвального газотурбінного двигуна (ДГТД) однакової потужності, а також результати дорожньо-польових випробувань орного і транспортного агрегатів на базі серійного трактора К-701 з дизелем і дослідного зразка газотурбінного трактора К-701 ТУРБО. Методикою досліджень передбачався аналіз характеристик дизельного і двохвального газотурбінного двигуна (за результатами стендових і дорожньо-польових випробувань) з врахуванням відмінних властивостей конструкції двигунів і принципів їх роботи.

ПРОБЛЕМА

Поршневые двигатели (карбюраторные и дизельные) сегодня занимают лидирующие позиции в мире в автотракторном машиностроении. Причин тому предостаточно. Важнейшими из них являются исторически сложившаяся тенденция с момента станов-

Результати дослідження. Теоретичним аналізом рівняння руху того ж іншого трактора з урахуванням їх характеристик (швидкісних), коефіцієнтів буксування і конкретних значень крутних моментів за типовими режимами з урахуванням середньоквадратичних відхилень встановлено, що у випадку газотурбінного трактора при 25%-ному середньоквадратичному відхиленні вихідного процесу зміна потужності в порівнянні з квазістационарним режимом становить 0,7%. У випадку дизельного трактора для тих же умов мас місце зміна кутової швидкості вала двигуна усереднено на 3,33%, зміна моменту двигуна на 3,3% і зниження потужності на 3,68%.

Висновки. В агрегатів на базі газотурбінного трактора коливання знижують його енергетичні та кінематичні показники в 5 разів менше, ніж у агрегатів на базі дизельного трактора.

Ключові слова: трактор, агрегат, двигун, поршневий, газотурбінний, коливання, порівняння, втрати, потужність.

ления и развития поршневого двигателестроения с кривошипно-шатунными механизмами, сочетавшими в себе приемлемые технологические и эксплуатационные свойства в момент их создания и практического отсутствия альтернатив. Укреплению позиций этого типа двигателей способствовало совершенствующееся налаживание серийного

производства и постепенного повышения эффективности их и агрегатов на их базе путем эволюционного развития благодаря развитию комплекса обстоятельных научных исследований [1-5]. Результатами этих исследований стали приемлемая (относительно высокая – особенно в дизелях) топливная экономичность, приемлемая долговечность, наложенное серийное производство и ремонт, кадровое и материально-техническое обеспечение проблем производства, ремонта и эксплуатации. На этапе становления и развития до определенного момента на второй план отступали высокая металлоемкость конструкции, сложность изготовления и ремонта, не лучшие тяговые характеристики (характеристики крутящего момента), компенсировать которые приходится многоступенчатыми металлоемкими коробками передач (трансмиссиями), высокие токсичность и дымность отработавших газов, водяные системы охлаждения, высокая вибрация из-за неуравновешенных полностью моментов инерции первого, второго и особенно более высокого порядка, повышенная требовательность к качеству топлива, трудность эксплуатации в холодные периоды года и в северных условиях, практическая исчерпаемость потенциальных возможностей для дальнейшего совершенствования и существенное влияние неустановившихся режимов работы, являющихся типичными для автотракторных поездов и тракторных агрегатов, на показатели рабочего процесса, приводящих к ухудшению эффективности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Изложенное послужило основанием для поиска альтернатив, т.е. двигателей, которые были бы лишены перечисленных выше недостатков при сохранении положительных качеств и обладали бы потенциальными возможностями дальнейшего повышения эффективности в недалекой обозримой перспективе.

К числу таких двигателей по мнению специалистов [6-9] относятся двухвальные газотурбинные двигатели (ДГТД) автотракторного типа. Им в последние десятилетия в стране и за рубежом уделено много внимания в исследовательской, конструк-

торской и практической деятельности [10-12]. Появление мобильных машин с ДГТД в практике эксплуатации требует углубленных теоретических исследований в части условий, характерных для сельскохозяйственного производства [8, 10-12]. Представленные ниже материалы посвящены именно этой проблеме в дополнение к работам [13-15 и др.].

Рост скоростей движения МТА требует изучения влияния на их кинематические и энергетические показатели колебаний, имеющих место в практике эксплуатации. Необходимость этого особенно очевидна для вновь создаваемой мобильной с.-х. техники, для которой важно еще на этапе проектирования оценить влияние колебаний МТА на его основные показатели и в первую очередь – энергетические и кинематические. Применительно к агрегатам на базе тракторов с дизелями эти вопросы изучены в работах [16, 17].

Целью исследования являются теоретический анализ влияния колебаний на кинематические и энергетические показатели машинно-тракторных агрегатов с дизельными и газотурбинными двигателями.

Результаты исследований. Оценим изменение энергетических показателей МТА, предусмотренных испытаниями сельскохозяйственной техники [18]. Так как в условиях движения по агрофону трактор совершает вынужденные колебания на упругих колесах, что приводит к изменению динамики радиуса колеса трактора, то энергетические характеристики его будут меняться. Уравнение движения МТА в рассматриваемых условиях имеет вид:

$$m \frac{dV_d}{dt} = P_b - P_c, \quad (1)$$

где m – масса агрегата; V_d – действительная скорость агрегата; P_b – суммарная касательная сила тяги; P_c – суммарная сила сопротивления движению.

С учетом коэффициентов буксования δ и скорости k_v имеем

$$\begin{aligned} V_d &= V_t(1 - \delta); \quad V_t = k_v \cdot \omega; \quad \eta_M \omega M_{tt} = V_t \cdot P_b \\ &= k_v \omega P_b; \end{aligned}$$

$$P_b = \eta_M \frac{M_{tt}}{k_v}, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость ротора турбины; η_M – механический КПД трансмиссии; M_{tt} – момент на валу тяговой турбины.

Аналогично [17] полагаем, что $P_c = \text{const}$, т.е. меняется только P_b за счет изменения k_v в условиях колебания трактора на упругих колесах.

Обозначая $\overset{\circ}{P} -$ центрированный случайный процесс, получим

$$P_b - P_c = \overset{\circ}{P}, \quad (3)$$

Подставляя (2) в (1), после линеаризации имеем:

$$m(1-\delta) \left[\langle k_v \rangle \frac{d\overset{\circ}{\omega}}{dt} + \langle \omega \rangle \frac{d\overset{\circ}{k}_v}{dt} \right] = \eta_M \frac{\overset{\circ}{M}_{TT}}{\langle k_v \rangle} - \eta_M \frac{\langle M_{TT} \rangle}{\langle k_v \rangle} \frac{\overset{\circ}{k}_v}{\langle k_v \rangle}. \quad (4)$$

Здесь $\langle \dots \rangle$ обозначает математическое ожидание параметра. Учитывая, что для ГТД

$$\overset{\circ}{M}_{TT} = -k \overset{\circ}{\omega}, \quad (5)$$

уравнение (4) запишем так

$$m(1-\delta) \langle k_v \rangle \frac{d\overset{\circ}{\omega}}{dt} + \frac{\eta k}{\langle k_v \rangle} \overset{\circ}{\omega} = -m(1-\delta) \langle \omega \rangle \times \times \frac{d\overset{\circ}{k}_v}{dt} - \eta \frac{\langle M_{TT} \rangle}{\langle k_v \rangle} \cdot \frac{\overset{\circ}{k}_v}{\langle k_v \rangle}. \quad (6)$$

Выражая k_v через передаточное число i_n и радиус колеса R_k , т.е.

$$\langle k_v \rangle = \frac{\langle R_k \rangle}{i_n}; \quad \overset{\circ}{k}_v = \frac{\overset{\circ}{R}_k}{i_n}, \quad (7)$$

преобразуем уравнение (6) к виду

$$\frac{d\overset{\circ}{\omega}}{dt} + \kappa \overset{\circ}{\omega} = -\gamma \frac{d\overset{\circ}{R}_k}{dt} - \mu \overset{\circ}{R}_k, \quad (8)$$

где

$$\kappa = \eta_M \frac{k}{m(1-\delta)\langle k_v \rangle^2}; \quad \gamma = \frac{\langle \omega \rangle}{\langle R_k \rangle}; \\ \mu = \frac{\eta_M \langle M_{TT} \rangle}{m(1-\delta)\langle k_v \rangle^2 \langle R_k \rangle}. \quad (9)$$

На основе работ [4, 5] имеем $\langle R_k \rangle = 0,8$; $1-\delta=0,86$; $m = 13500$ кг; $k = 0,0184$ Н·м·с; $M_{TT0} = 76$ Н·м (на режиме турбокомпрессора $\omega_{TK} = 72\%$); $k_v = 1,076 \cdot 10^{-3}$ м (ему соответствует расчетная скорость $V_p = 10$

км/ч, а при $\omega_{TK} = 72\% - V = 8$ км/ч = 2,22 м/с или $\langle \omega \rangle = 2064,6$ С⁻¹; $\langle M_{TT} \rangle = 38$ Н·м.

Значения постоянных в этих условиях следующие: $\kappa = 1,368$ С⁻¹;

$$\gamma = 2580,8 \left[\frac{1}{\text{с} \cdot \text{м}} \right]; \quad \mu = 3532,5 \left[\frac{1}{\text{с}^2 \cdot \text{м}} \right].$$

Как видно, $\kappa_1 = \mu/\gamma = 1,36$ с⁻¹, что связано с тем, что режим работы выбран из условия N=max и соответствует $k \cdot \omega_h = 0,5$ М_{TT0}; $\omega_h = 0,5\omega_{max}$. Таким образом уравнение (8) примет вид:

$$\frac{d\overset{\circ}{\omega}}{dt} + \kappa \overset{\circ}{\omega} = -\gamma \left(\frac{d\overset{\circ}{R}_k}{dt} + \kappa \overset{\circ}{R}_k \right), \quad (10)$$

откуда следует, что в квазистабилизированном режиме

$$\overset{\circ}{\omega} = -\gamma \overset{\circ}{R}_k. \quad (11)$$

В общем случае, если $\kappa_1 \neq \kappa$, переходная функция будет иметь вид

$$L\left(\overset{\circ}{\omega}\right) = -\gamma \frac{\lambda + \kappa_1}{\lambda + \kappa} L\left(\overset{\circ}{R}_k\right), \quad (12)$$

где $L\left(\overset{\circ}{\omega}\right)$, $L\left(\overset{\circ}{R}_k\right)$ – преобразование Лапласа соответствующего процесса; L – аргумент преобразования Лапласа.

Следовательно, спектральная плотность

$$\overset{\circ}{S\omega} = \left| \gamma \frac{\omega i + \kappa_1}{\omega i + \kappa} \right|^2 S_{R_k}^{\circ} \text{ или} \\ \overset{\circ}{S\omega} = \gamma^2 \frac{\left(\omega^2 + \frac{\kappa^2 \kappa_1^2}{2} \right)^2 - \left(\frac{\kappa^2 - \kappa_1^2}{2} \right)^2}{(\omega^2 + \kappa^2)^2} S_{R_k}^{\circ}. \quad (13)$$

При $\kappa = \kappa_1$ имеем, как и следовало ожидать

$$\overset{\circ}{S\omega} = \gamma^2 S_{R_k}^{\circ}.$$

Таким образом в рассматриваемом случае среднеквадратическое отклонение (СКО) рассматриваемого процесса выразим так:

$$\sigma_{\omega}^2 = \frac{1}{\pi} \gamma^2 \int_0^\infty S_{R_k}(\omega) d\omega. \quad (14)$$

В соответствии с данными работы [17]

$$S_{R_k}^{\circ}(\omega) = \sigma_0^2 \cdot \left| \frac{b_1(i\omega)^2 + b_2}{a_0(i\omega)^3 + a_1(i\omega)^2 + a_2 i\omega + a_3} \right|^2, \quad (15)$$

где σ_0 – среднее квадратическое отклонение исходного процесса, связанного с агрегатом; $b_1 = 2.2 \cdot 10^4$; $b_2 = 892$; $a_0 = 2 \cdot 10^4$; $a_1 = 1.4 \cdot 10^6$; $a_2 = 8.1 \cdot 10^6$; $a_3 = -2.85 \cdot 10^8$.

В результаті подстановки (15) в (14) получим

$$\frac{\sigma_{\omega^2}}{\sigma_0^2} = 256,53 \cdot 10^4 \int_0^\infty \frac{(\omega^2 - 0,04)^2 d\omega}{4900(\omega^2 - 203,57)^2 + \omega^2(\omega^2 - 405)^2} \quad (16)$$

Вычисление интеграла по Симпсону (предварительно интервал интегрирования был разбит на подинтервалы $[0, 1]$ и $[1, \infty]$) и в интеграле по второму интервалу осуществлено преобразование $\omega' = 1/\omega$ даст следующее значение (при числе разбиений $n = 80, h = 0,0125$)

$$\sigma_{\omega^2}/\sigma_0^2 = 475046$$

Таким образом при 25%-ном СКО исходного процесса СКО угловой скорости

$$\sigma_{\omega} = 172,31 \text{ C}^{-1}.$$

Определим для указанного значения СКО средние изменения энергетических показателей трактора с ГТД и поршневым двигателем (общий вид характеристик см. на рис. 1).

В случае с ГТД имеем:

$$\begin{aligned} \omega &= \omega_H + \dot{\omega}; M_{TT} = M_{TTH} - k\dot{\omega} \\ N_T &= (M_{TTH} - k\dot{\omega})(\omega_H + \dot{\omega}). \end{aligned} \quad (17)$$

Из первой формулы (17) имеем $\langle \omega \rangle = \omega_H; \sigma_{\omega} = \sigma_{\dot{\omega}}$; из второй $\langle M_{TT} \rangle = M_{TTH}$;

$$\sigma_{M_{TT}} = k\sigma_{\dot{\omega}},$$

третья формула преобразуется к виду

$$\begin{aligned} N_T &= M_{TTH}\omega_H + (M_{TTH} - k\omega_H \cdot \dot{\omega}) - k\dot{\omega}^2 = \\ &= N_{TN} - k\dot{\omega}^2 \rightarrow \langle N_T \rangle = N_{TN} - k\sigma_{\dot{\omega}}^2 \dots \end{aligned} \quad (18)$$

Итак, в случае с ГТД при 25% СКО исходного процесса

$$\langle N_T \rangle = 78,475 (1-0,00696) \text{ кВт},$$

т.е. изменение мощности по сравнению с квазистационарным режимом (отсутствие колебаний) составляет 0,7% для рассматриваемых условий.

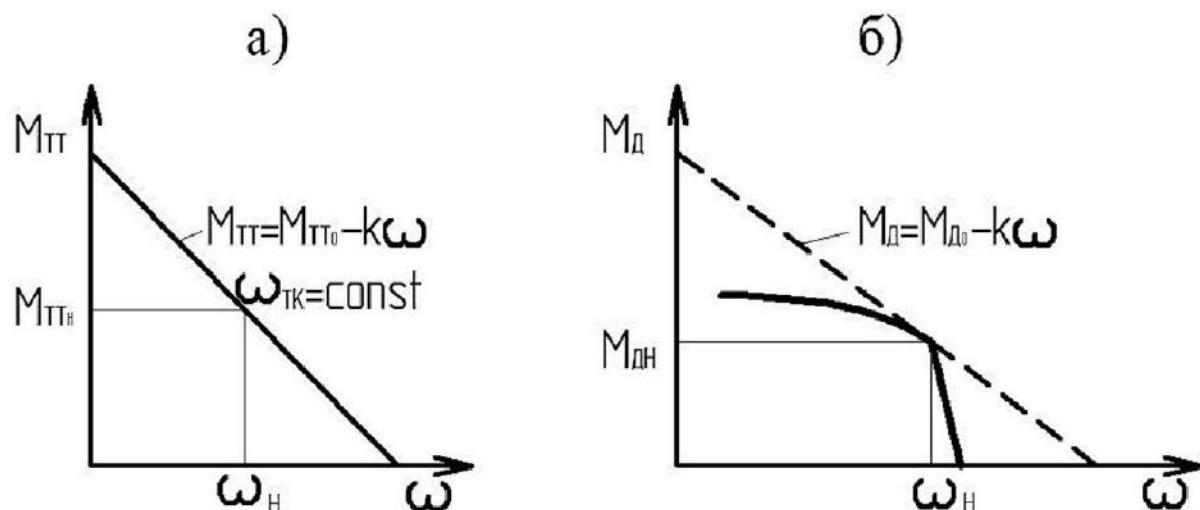


Рис. 1. Общий вид характеристик ГТД (а) и дизеля (б).

Fig. 1. General view of the characteristics of GET (a) and diesel (b).

В случае дизеля имеем:

$$\omega = \omega_h + \overset{\circ}{\omega}, \text{ где } \overset{\circ}{\omega} \leq 0; M_d = M_{dh} - k \overset{\circ}{\omega}, \text{ где } \overset{\circ}{\omega} \leq 0;$$

$$N_d = \left\{ \begin{array}{l} \left(M_{dh} - k \overset{\circ}{\omega} \right) \left(\omega_h - \overset{\circ}{\omega} \right) \text{ при } \overset{\circ}{\omega} \leq 0 \\ \left(M_{dh} - k \overset{\circ}{\omega} \right) \omega_h \text{ при } \overset{\circ}{\omega} > 0 \end{array} \right\} \quad (19)$$

Полагая процесс нормальным, получим из первой из формул (19):

$$\langle \omega \rangle = \omega_h + \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma} \int_{-\infty}^0 \overset{\circ}{\omega} e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} = \omega_h +$$

$$+ \left| \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \sigma \overset{\circ}{\omega} \int_{-\infty}^0 e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} \right| = \omega_h - \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \sigma \overset{\circ}{\omega}. \quad (20)$$

Аналогично из второй формулы (19) имеем

$$\langle M_d \rangle = M_{dh} - \frac{k}{\sqrt{2\pi} \sigma} \int_{-\infty}^0 \overset{\circ}{\omega} e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} = M_{dh} + k \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \sigma \overset{\circ}{\omega}. \quad (21)$$

Для мощности получим:

$$N_d = N_{dh} + \left\{ \begin{array}{l} -k \overset{\circ}{\omega}_2 \text{ при } \overset{\circ}{\omega} \leq 0 \\ -k \overset{\circ}{\omega} \omega_h \text{ при } \overset{\circ}{\omega} > 0 \end{array} \right. \quad (22)$$

Для математического ожидания имеем:

$$\langle N_d \rangle = N_{dh} - \frac{k}{\sqrt{2\pi} \sigma} \left(\int_{-\infty}^0 \overset{\circ}{\omega}^2 e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} + \omega_h \times \int_0^\infty \overset{\circ}{\omega} e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} \right)$$

или

$$\langle N_d \rangle = N_{dh} - k \left[\frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma} \int_{-\infty}^0 \overset{\circ}{\omega}^2 e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d\overset{\circ}{\omega} - \frac{\sigma \omega_h}{\sqrt{2\pi}} \int_0^\infty e^{-\overset{\circ}{\omega}^2/2\sigma^2} d(-\frac{\overset{\circ}{\omega}^2}{2\sigma^2}) \right]. \quad (23)$$

Таким образом,

$$\langle N_d \rangle = N_{dh} - k \left(\frac{\sigma^2}{2} + \frac{\sigma \omega_h}{\sqrt{2\pi}} \right) = N_{dh} - k \sigma^2 \times \left(\frac{1}{2} + \frac{\omega_h}{\sigma \sqrt{2\pi}} \right). \quad (24)$$

Итак в случае дизеля получим при 25%

СКО исходного процесса $\sigma \overset{\circ}{\omega} = 172,31 \text{ C}^{-1}$; $\langle \overset{\circ}{\omega} \rangle = 2064,6(1-0,0333) \text{ C}^{-1}$, т.е. изменение 3,3%; $\langle M_d \rangle = 38,01 (1+0,0333) \text{ C}^{-1}$, т.е. изменение 3,3%; $\langle N_d \rangle = 78,475 (1-0,3676) \text{ кВт}$, т.е. изменение 3,68%.

Следовательно, на энергетических показателях агрегатов на базе тракторов с двухвальными газотурбинными двигателями

практически не сказываются низкочастотные колебания, имеющие место в эксплуатации (средние значения скорости и момента не изменяются, а мощность падает на 0,7%); у МТА с дизелем такие колебания приводят к изменению средней скорости, момента и мощности (в рассматриваемых условиях это изменение составляет соответственно 3,33; 3,33 и 3,68%).

ВЫВОДЫ

Таким образом по рассматриваемому показателю мобильные сельскохозяйственные агрегаты с двухвальными газотурбинными двигателями имеют существенные преимущества (в 5 раз) по сравнению с такими с поршневыми двигателями. Связано это с тем, что у ДГТД благодаря газодинамической связи роторов турбокомпрессора и тяговой турбины рассматриваемые колебания гасятся и не влияют на рабочий процесс в камере сгорания.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачян и др. – М.: Высшая школа, 1995. – 369 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. М.: Высшая школа, 1995. – 319 с.
4. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебн. пособие для ВУЗов. / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
5. Николаенко А.В., Шкрабак В.С. Энергетические машины и установки. Двигатели внутреннего сгорания. С.-П., СПбГАУ, 2005. – 438 с.
6. Коссов М.А. Автомобильные газо-турбинные двигатели – М.: Машиностроение, 1964. – 363 с.
7. Шкрабак В.С. Эксплуатационно-эргономические свойства мобильных агрегатов с газотурбинным двигателем (теория, практика, конструкция). Ч.1. Теория. СПб, 1998. – 506 с.
8. Шкрабак В.С., Вьюгин А.М., Калужный И.Г. Газотурбинный трактор: результаты исследований // Техника в сельском хозяйстве. – 1983. – №9. – С.57 – 58.
9. Николаенко А.В., Шкрабак В.С., Моргулис-Якушев В.Ю. и др. Сравнительный анализ эффективности установки газотурбинных двигателей на мощные сельскохозяйственные тракторы // Двигателестроение. – 1987. – №10. – С. 52 – 56.
10. Николаенко А.В., Шкрабак В.С., Савин А.М. Тяговые свойства газотурбинного сельскохозяйственного трактора «Кировец» // Тракторы и сельскохозяйственные машины – 1987. – №2. – с. 15 – 18.
11. Агеев Л.С., Шкрабак В.С. Тяговая мощность газотурбинного трактора на вспашке // «Механизация и электрификация сельского хозяйства». – 1987. – №7 – С. 40 – 43.
12. Попов Н.С. и др. Транспортные машины с газотурбинными двигателями: – 2-ое изд., перераб. и доп. – Л., 1987 г. – 259 с.
13. Шкрабак В.С., Шкрабак Р.В., Шкрабак В.В. Результаты эксплуатационно-эргономических обоснований мобильных сельскохозяйственных агрегатов с газотурбинным двигателем // Міжвід. темат. наук. зб. «Механізація та електрифікація сільського господарства». – Глеваха, 2014. – Вип. 99. – Т.1. – С. 18 – 30.
14. Шкрабак В.С. Энергетические характеристики современных тепловых двигателей автотракторного типа и агрегатов на их основе // Вестник Саратовского Госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова – 2014. – №4. – С. 57 – 59.
15. Шкрабак В.С. Библиографический указатель трудов. Санкт-Петербург. гос. аграрн. ун-т. Библиотека. Состав. Н.В. Кубрицкая. – 2-ое изд., перераб. и доп. – СПб, 2012. – 315 с.
16. Улицкий Е.Я., Цвик В.Д., Степанов В.С. Влияние колебаний на работу колесного трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980. – №9. – С. 33 – 38.
17. Цвик Б.Д., Степанова Б.Е. Влияние колебаний МТА на его энергетические показатели // Механизация и электрификация сельского хозяйства, – 1982. – №9. – С. 34 – 35.
18. ОСТ 70.2.2 – 74. Испытание сельскохозяйственной техники. Методы энергетической оценки / В.О. «Сельхозтехника» М. – 1974.

REFERENCES

1. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemyi porshnevyyih i kombinirovannyih dvigateley / Pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 456 s.
2. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya rabochih protsessov / V.N. Lukanin, K.A. Morozov, A.S. Hachyan i dr. – M.: Vysshaya shkola, 1995. – 369 s.
3. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Dinamika i konstruirovanie / V.N. Lukanin, I.V. Alekseev, M.G. Shatrov i dr. M.: Vysshaya shkola, 1995. – 319 s.
4. Raschet avtomobilnyih i traktorniyih dvigateley. Uchebn. posobie dlya VUZov. / A.I. Kolchin, V.P. Demidov – M.: Vysshaya shkola, 2003. – 496 s.
5. Nikolaenko A.V., Shkrabak V.S. Energeticheskie mashiny i ustanovki. Dvигатели vnutrennego sgoraniya. S.-P., SPbGAU, 2005. – 438 s.
6. Kossov M.A. Avtomobilnyie gazoturbinnyye dvigateli – M.: Mashinostroenie, 1964. – 363 s.

7. Shkrabak V.S. Ekspluatatsionno-ergonomicheskie svoystva mobilnyih agregatov s gazoturbinnym dvigatelem (teoriya, praktika, konstruktsiya). Ch.1. Teoriya. SPb, 1998. – 506 s.
8. Shkrabak V.S., Vyugin A.M., Kalyuzhnyiy I.G. Gazoturbinniy traktor: rezultatyi issledovaniy // Tehnika v selskom hozyaystve. – 1983. – №9. – S.57 – 58.
9. Nikolaenko A.V., Shkrabak V.S., Morgulish-Yakushev V.Yu. i dr. Sravnitelnyiy analiz effektivnosti ustanovki gazoturbinniyih dvigateley na moschnye selskohozyaystvennyie traktoryi // Dvigatelestroenie. – 1987. – №10. – S. 52 – 56.
10. Nikolaenko A.V., Shkrabak V.S., Savin A.M. Tyagovyie svoystva gazoturbinnogo selskohozyaystvennogo traktora «Kirovets» // Traktory i selskohozyaystvennyie mashinyi – 1987. – №2. – s. 15 – 18.
11. Ageev L.S., Shkrabak V.S. Tyagovaya moschnost gazoturbinnogo traktora na vspashke // «Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva». – 1987. – №7 – S. 40 – 43.
12. Popov N.S. i dr. Transportnyie mashinyi s gazoturbinnymi dvigatelyami: – 2-oe izd., pererab. i dop. – L., 1987 g. – 259 s.
13. Shkrabak V.S., Shkrabak R.V., Shkrabak V.V. Rezultatyi ekspluatatsionno-ergonomiceskikh obosnovaniy mobilnyih selskohozyaystvennyih agregatov s gazoturbinnym dvigatelem // Mizhvid. temat. nauk. zb. «Mehanizatsiya ta elektrifikatsiya silskogo gospodarstva». – Glevaha, 2014. – Vip. 99. – T.1. – S. 18 – 30.
14. Shkrabak V.S. Energeticheskie harakteristiki sovremenniyih teplovyih dvigateley avtotraktornogo tipa i agregatov na ih osnove // Vestnik Saratovskogo Gosagrouniversiteta im. N.I. Vavilova – 2014. -№4. – S. 57 – 59.
15. Shkrabak V.S. Biobibliograficheskiy ukazatel trudov. Sankt-Peterb. gos. agrarn. un-t. Biblioteka. Sostav. N.V. Kubritskaya. – 2-oe izd., pererab. i dop. – SPb, 2012. – 315 s.
16. Ulitskiy E.Ya., Tsvik V.D., Stepanov V.S. Vliyanie kolebaniy na rabotu kolesnogo traktora // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – 1980. – №9. – S. 33 – 38.
17. Tsvik B.D., Stepanova B.E. Vliyanie kolebaniy MTA na ego energeticheskie pokazateli // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva, – 1982. – №9. – S. 34 – 35.
18. OST 70.2.2 – 74. Ispitanie selskohozyaystvennoy tekhniki. Metody energeticheskoy otsenki / V.O. «Selhoztechnika» M. – 1974.