

УДК 621.833

В.В. Ставицкий, доцент, канд. техн. наук,**П.Л. Носко, профессор, д-р техн. наук,***Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля**кв. Молодежный 20а, г. Луганск, Украина, 91034**E-mail: mash_ved@snu.edu***МЕТОД РАСЧЕТА КПД АВТОТРАКТОРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ**

Предложен метод расчета КПД автотракторных коробок передач с учетом аэрогидросопротивления, периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси между зубьями, трения в зацеплении и подшипниках. Проведено сравнение результатов расчета по предлагаемому методу с экспериментальными данными.

Ключевые слова: *КПД, момент сопротивления, зубчатое колесо, аэрогидросопротивления, трение.*

ВВЕДЕНИЕ

Современная тенденция снижения удельного расхода топлива и вредных выбросов в окружающую среду в энергетических машинах выдвигает повышенные требования к коэффициенту КПД коробок передач автотракторных двигателей. В этом контексте становится необходимым комплексный анализ различных источников диссипации энергии при эксплуатации многоступенчатых зубчатых передач в широком диапазоне скоростей вращения и нагрузок. Такой анализ позволит проводить поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации автотракторных коробок передач с точки зрения их максимального КПД на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач. Потери энергии в зубчатых передачах условно могут быть на две группы: а) потери, зависящие от передаваемой нагрузки (трение скольжения и качения контактирующих поверхностей зубчатой пары и подшипников); б) потери, независимые от передаваемой нагрузки (аэрогидродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес, периодическое сжатие и расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве). Большинство исследований указанных видов потерь проведены для отдельно взятых зубчатых колес или одной зубчатой пары и носят эмпирический характер. Теоретические исследования, проведенные для многоступенчатого редуктора [1], коробки передач грузовых [2] и легковых [3], [4] автомобилей, также основаны на эмпирических зависимостях, ограниченных условиями проведения экспериментов.

Целью настоящей статьи является разработка инженерного метода расчета КПД автотракторных коробок передач с учетом аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и компрессорных потерь в замкнутом между зубьями пространстве.

1. МЕТОД РАСЧЕТА

Момент сопротивления вращению зубчатых колес может быть представлен следующим образом

$$T_c = \sum_1^i T_{AG} + \sum_1^j (T_{cp} + T_f + T_k) + \sum_1^l T_s + \sum_1^s \sum_1^r T_b, \quad (1)$$

где i – количество зубчатых колес в коробке передач; j – количество зацеплений в коробке передач; s – количество валов в коробке передач; r – количество подшипников на каждом валу коробки передач; l – количество синхронизаторов в коробке передач; $T_{AG} = \sum (T_{\Gamma} + T_A)$ – момент аэрогидродинамического сопротивления, Нм; T_{cp} – момент сопротивления в результате периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве, Нм; T_f , T_k – моменты трения скольжения и качения соответственно, Нм; T_s – момент аэрогидродинамического сопротивления и трения синхронизатора, Нм; T_b – момент аэрогидродинамического сопротивления и трения в подшипниках, Нм.

Тогда КПД коробки передач:

$$\eta = (T_1 - T_c) / T_1 = 1 - \left(\sum_1^i \frac{T_{AG}}{T_1} + \sum_1^j \frac{T_{cp}}{T_1} + \sum_1^j \frac{(T_f + T_k)}{T_1} + \sum_1^l \frac{T_s}{T_1} + \sum_1^s \sum_1^r \frac{T_b}{T_1} \right), \quad (2)$$

где T_1 – момент на входном валу коробки, Нм.

Характерной с точки зрения гидродинамического сопротивления особенностью коробок передач является различная относительная глубина погружения $\bar{h}_i = h_i/r_{ai}$ зубчатых колес в масляную ванну (рисунок 1). При условии $\bar{h}_i \leq 0$ контакт масла с зубчатым колесом отсутствует. Условие $\bar{h}_i \geq 2$ соответствует случаю полного погружения зубчатого колеса в масляную ванну. Тогда количество зубьев (впадин), погруженных в масляную ванну может быть представлено выражением

$$n_z = z_i \cdot \arccos(1 - \bar{h}_i)/\pi, \quad (3)$$

где z_i – число зубьев колеса; r_{ai} – радиус окружности вершин зубчатого колеса.

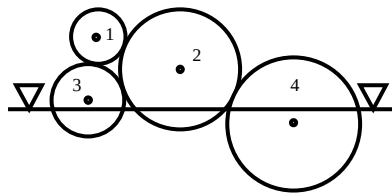


Рисунок 1 – Относительное расположение зубчатых колес и масляной ванны коробки передач. 1 – входной вал; 2 – выходной вал; 3 – реверсный вал; 4 – дифференциальный вал

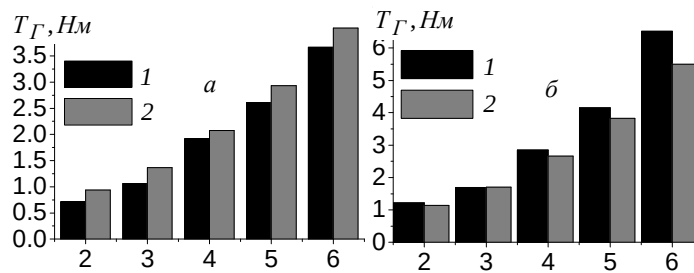


Рисунок 2 – Момент гидродинамического сопротивления в зависимости от зубчатой пары, находящейся в зацеплении: а) частота вращения входного вала – 3000 об/мин; б) частота вращения входного вала – 5000 об/мин; 1 – эксперимент; 2 – расчет предлагаемым методом

Гидродинамические потери мощности складываются из сопротивления, вызванного силой Кориолиса при радиальном движении масла во впадине вращающегося зубчатого колеса, и силами вязкостного трения масла о торцевые и периферийные поверхности колес:

$$T_{\Gamma} = 0,5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_{k_i}^{\Gamma} + C_{T_i}^p + C_{P_i}), \quad (4)$$

где ω_i – угловая скорость зубчатого колеса, рад/с; r_i – радиус делительной окружности зубчатого колеса,

м; $C_{k_i}^{\Gamma} = 2 \cdot (A_i^2 - B_i^2) \cdot \sum_{i=1}^2 y_i \cdot \bar{V}_3 \cdot \arccos^2(1 - \bar{h}_i) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta$ – безразмерный момент сил Кориолиса при

погружении нулевого зубчатого колеса в масляную ванну; α – угол станочного зацепления, рад; $A_i = r_{ai}/r_i$ – относительный радиус окружности вершин зубчатого колеса; β – угол наклона линии зубьев, рад; $B_i = r_{fi}/r_i$ – относительный радиус окружности впадин зубчатого колеса;

$\bar{V}_3 = k_s \cdot \sqrt{(A_i^2 - B_i^2) + \frac{2}{Fr} \cdot (\bar{h}_i - A_i - B_i) + \frac{2\Phi_i}{\sqrt{Re}} + (k_o \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)^2}$ – относительная скорость заполнения

маслом впадин через торцевое сечение; $\Phi_i = (\sin \alpha \cdot \cos \beta / \varphi_i)^{1,5} (tg^2 \alpha_a - tg^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha / (A_i \sqrt{3})$ – коэффициент, зависящий от геометрических параметров зубчатого колеса; $Re = \omega_i \cdot r_a^2 / \nu_m$ – число Рейнольдса; ν_m – кинематическая вязкость масла, сСт; α_a, α_f – углы профиля эвольвенты на окружностях вершин и впадин соответственно; $Fr = \omega_i^2 \cdot r_{ai} / g$ – число Фруда; g – ускорение свободного

падения, м/с²; $y_i = \frac{4 \cdot B_i \cdot \delta_i}{(A_i^2 - B_i^2)}$ – коэффициент торцевого зазора, который представляет собой отношение

площадей радиального зазора, отнесенной к одному зубу, к площади впадины; $C_{T_i}^p$ – безразмерный момент сопротивления сил вязкости на торцах зубчатого колеса: для ламинарного режима течения

$C_{T_i}^{лам} = (A_i^{1,5} / \bar{b}) \cdot \left[\sqrt{\bar{h}_i \cdot (2 - \bar{h}_i) \cdot (1 - \bar{h}_i)} \right] / \left[\sqrt{6 \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2 - \bar{h}_i)} \cdot \sqrt{Re}} \right]$, для турбулентного режима течения масла

$C_{T_i}^{турб} = \frac{0,025}{\bar{b}_i} \cdot \frac{\arccos(1 - \bar{h}_i) - \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2 - \bar{h}_i) \cdot (1 - \bar{h}_i)}}{[\bar{h}_i \cdot (2 - \bar{h}_i)]^{0,07} \cdot Re^{0,14}}; \quad C_{P_i} = 4 \cdot \bar{b}_i \cdot A_i^2 \cdot \arccos(1 - \bar{h}_i) / Re$ – безразмерный

момент сил вязкости на периферийных поверхностях головок зубчатого колеса; $\bar{b}_i = b_i/r_i$ – относительная ширина зубчатого венца; b_i – ширина зубчатого венца, м; $\bar{\delta}_i = \delta_i/r_i$ – относительный торцевой зазор; k_s – скоростной коэффициент торцевого сечения впадин зубьев, зубчатого колеса ($k_s = 0,85$ при абсолютно острых кромках зубьев, $k_s = 0,9$ – при дополнительной обработке кромок зубьев).

Величина скорости заполнения впадины в осевом направлении определяется на основании закона Бернулли в безразмерном виде:

$$\frac{\bar{V}_3^2}{2} = \bar{p}_b - \bar{p}_j - \bar{p}_g + \bar{p}_h + \frac{k_o^2 \cdot \bar{V}_\tau^2}{2}, \quad (5)$$

где $\bar{p}_b = \frac{p_b}{\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2} = \frac{\Phi_i}{\sqrt{Re}}$ – давление масла во впадине вследствие действия сил вязкостного трения, МПа; ρ_m – плотность смазочного масла, кг/м³; $\bar{p}_j = 0,5 \cdot (A_i^2 - B_i^2)$ – безразмерное давление масла во впадине вследствие действия центробежных сил, МПа; $\bar{p}_g = (A_i - B_i)/Fr$ – давление масла во впадине вследствие действия гравитационных сил, МПа; $p_h = \frac{\bar{h}_i}{Fr}$ – гидростатическое давление масла во впадине, МПа; k_o – скоростной коэффициент, зависящий от формы отверстия истечения масла из впадины зубчатого колеса; $\bar{V}_\tau = \frac{V_\tau}{\omega_i \cdot r_i}$ – относительная радиальная скорость масла во впадинах колес.

Вследствие относительно небольших скоростей вращения и размеров зубчатых колес аэродинамическими потерями мощности в коробках передач можно пренебречь $T_A = 0$.

Момент сопротивления вращению зубчатых колес вследствие периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве [5] определяется выражением (6)

$$T_{cp} = k \cdot \Lambda \cdot \bar{b}^3 \cdot r_1^3 \cdot M_{окр}^2 \cdot p_a \cdot \cos^2 \alpha \cdot (1+u)/(8 \cdot u), \quad (6)$$

где $\Lambda = \left\{ \frac{1}{(2\chi_2 - 1)} \cdot \left[1 - 0,5(k-1) \cdot (\bar{b}_1 \cdot M_{окр} / (2\chi_2 - 1) \cdot \tau_1)^2 \right] + 1/(2\chi_1 - 1) \right\}$ – при скорости истечения масловоздушной смеси из замкнутого между зубьями зацепляющихся зубчатых колес меньшей скорости звука; $\Lambda = \left\{ (1+k)/(4\chi_2 - 2) + 1/(2\chi_1 - 1) \right\}$ – в противном случае; $\chi_1 = (tg\alpha_{a1} - tg\alpha_w)/\tau_1$, $\chi_2 = (tg\alpha_{a2} - tg\alpha_w)/\tau_2$ – коэффициенты перекрытия по головкам и ножкам зубьев соответственно; p_a – атмосферное давление, МПа; $M_{окр} = V_{окр}/c$ – относительная окружная скорость зубчатого колеса; $c = \sqrt{k \cdot p_a/\rho}$ – скорость звука при нормальных условиях, м/с; k – показатель адиабаты масловоздушной смеси; $\rho = x_b \cdot \rho_b + (1 - x_m) \cdot \rho_m$ – плотность масловоздушной смеси, кг/м³; $V_{окр} = \omega_i \cdot r_i$ – окружная скорость зубчатого колеса, м/с; u – передаточное отношение; τ_1 и τ_2 – угловые шаги шестерни и колеса соответственно.

Момент сопротивления вращению зубчатых колес коробки передач вследствие трения скольжения в зубчатой паре [6]

$$T_f = T_1 \frac{\left(\frac{(1+u)}{u} \right)^{0,75} \cdot \tau_1^{0,75} \cdot \left[(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}] \right]}{21,55 \cdot v_m^{0,25} \cdot V_{окр}^{0,5} \cdot \left[2 \cdot tg\alpha_w + \tau_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u} \right]^{0,25}}. \quad (7)$$

Момент сопротивления вращению зубчатых колес коробки передач вследствие трения качения в зубчатой паре [6]

$$T_k = 3 \cdot T_1 \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \frac{(u+1)^2 \cdot tg^2 \alpha_w \cdot H}{4\tau_1}, \quad (8)$$

где $\varepsilon = \chi_1 + \chi_2$ – коэффициент перекрытия зубчатой передачи; $E_{np}^* = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / [E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]$ – приведенный модуль упругости, МПа; E_1 , E_2 – модули упругости материалов зубчатой пары, МПа;

ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов зубчатой пары, МПа; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.

Момент сопротивления вращению валов коробки передач в подшипниках [7]

$$T_b = T_{нагр} + T_{вязк}, \quad (9)$$

$$\text{где } T_{вязк} = \begin{cases} 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\nu_m \cdot n)^{2/3} \cdot d_b^3 & \nu_m \cdot n_b \geq 2000 \\ 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_b^3 & \nu_m \cdot n_b \leq 2000 \end{cases} \quad \text{– момент сопротивления вращению вала зубчатых}$$

колес вследствие действия сил вязкостного трения в подшипниках зубчатой передачи, Нм; d_b – диаметр вала в подшипнике, мм; n_b – число оборотов вала в подшипнике, об/мин; f_0 – корректирующий коэффициент, зависящий от типа конструкции подшипника и типа его смазки [7]; $T_{нагр} = f_1 \cdot F_\beta \cdot d_b$ – момент сил трения, зависящий от передаваемой нагрузки и учитывающий силы трения качения и скольжения в телах качения подшипника, Нм; f_1 – комплексный фактор, зависящий от конструкции подшипника и относительной нагрузки на подшипник [7]; F_β – результирующая сила, приложенная к подшипнику, Н.

Предложенный метод расчета КПД автотракторных коробок передач состоит из следующих этапов: а) определение кинематических, силовых и энергетических параметров каждого зубчатого колеса или зубчатой пары; б) определение моментов сопротивления вращению по зависимостям (4), (6), (7) и (8); в) расчет КПД по зависимости (2).

Подготовка данных для расчета КПД на первом этапе включает: а) определение режима эксплуатации зубчатой передачи; б) расчет передаваемых каждой зубчатой парой нагрузок; в) определение угловой скорости вращения каждого зубчатого колеса; г) расчет сил, действующих на каждый подшипник (включая предварительную нагрузку); д) определение относительного уровня масла для каждого зубчатого колеса.

2. АНАЛИЗ АДЕКВАТНОСТИ МЕТОДА И РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

С целью оценки применимости метода к реальным конструкциям автотракторных коробок передач ниже приведено сравнение результатов расчета момента гидродинамического сопротивления коробки ML6C с экспериментальными данными, полученными специалистами лаборатории ЕСАМ на базе предприятия PSA Peugeot Citroën [4] (рисунок 2). Отношения чисел зубьев шестерен и зубчатых колес для различных передач в исследуемой коробке скоростей приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Числа зубьев зубчатых колес на входном и выходном валах зубчатых передач

передача		первая		вторая		третья		четвертая		пятая		шестая	
z_1	z_2	12	41	23	41	33	37	44	35	51	33	58	31

Расчет и эксперимент проводились для смазочного масла в коробке передач со следующими параметрами: кинематическая вязкость при температуре 40°C – 47,6 сСт (при температуре 100°C – 8,3 сСт), плотность при температуре 15°C – 887,3 кг/м³. Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных результатов показал адекватность модели, положенной в основу метода расчета КПД. Момент гидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес растет с увеличением скорости вращения входного вала коробки передач и достигает своих максимальных значений при использовании повышающих передач. Такое поведение момента гидродинамического сопротивления объясняется значительным повышением окружных скоростей зубчатых колес. Значения потерь мощности вследствие гидродинамического сопротивления при частоте вращения входного вала 5000 об/мин составляют почти половину всех потерь в коробке передач. Такой результат подчеркивает необходимость учета потерь, несвязанных с передаваемой нагрузкой, при расчете КПД автотракторных коробок передач.

Соотношение потерь мощности, зависящих от нагрузки (трение скольжения и качения в зубчатых парах и подшипниках) и независящих от нагрузки (аэрогидродинамическое сопротивление вращению и периодическое сжатие-расширение в замкнутом между зубьями пространстве), зависит от условий эксплуатации коробки передач (передаваемых скоростей и моментов). На рисунке 3 приведены расчетные и экспериментальные значения КПД коробки передач при разных моментах на входном валу (30 Нм, 50 Нм, 150 Нм) и при частотах вращения входного вала 3000 об/мин и 5000 об/мин. Анализ сравнения результатов экспериментальных теоретических исследований показал: а) лучшую адекватность метода расчета КПД при повышенных нагрузках; б) при больших передаваемых нагрузках доля потерь мощности вследствие гидродинамического сопротивления уменьшается, и КПД коробки на различных передачах остается практически одинаковым.

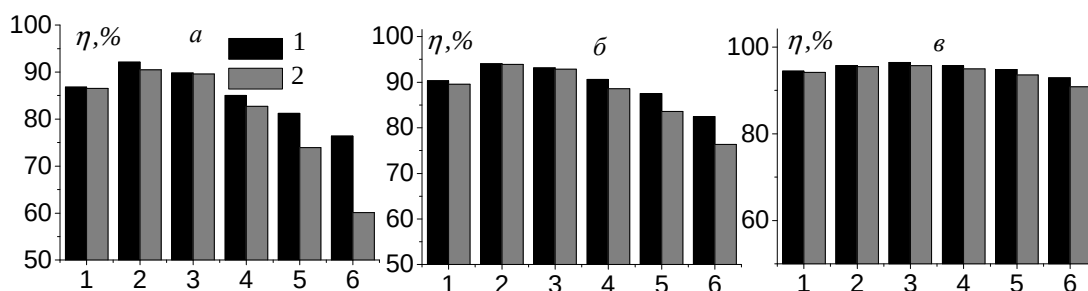


Рисунок 3 – Зависимость КПД коробки передач от зубчатой пары, находящейся в зацеплении при частоте вращения входного вала – 5000 об/мин: а) крутящий момент на входном валу – 30 Нм; б) крутящий момент на входном валу – 50 Нм; в) крутящий момент на входном валу – 150 Нм.
1 – эксперимент; 2 – расчет предлагаемым методом

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод расчета КПД автотракторных коробок передач позволяет проводить комплексный анализ, поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных результатов подтвердил адекватность принятых при разработке метода расчетных допущений. Потери мощности вследствие аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес достигают 50 % общих потерь мощности в коробках передач, что делает обязательным при расчете КПД учет потерь мощности, несвязанных с передаваемой нагрузкой.

Библиографический список использованной литературы

1. Lauster E. Zum Warmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge / E. Lauster, M. Boos // VDI-Ber. — 1983. — Vol. 488. — P. 45–55.
2. Roulet B. Modeling of power losses in mechanical gearbox / B. Roulet, Bricc A. // Strasbourg: processing of 5 - eme Congres EAEC, 1995. — P. 1–12.
3. Prediction technique for the lubricating oil temperature in manual transaxle / M. Istiani, H. Aoki, K. Suzuki, Y. Morita // SAE Transactions. — 1999. — Vol. 108 (4). — P. 337–345.
4. Changenet C. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox / C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, P. Vexel // Transactions of the ASME. Journal of mechanical design. — 2006. — Vol. 128. — P. 618–625.
5. Stavitskiy V.V. Power losses by the air-pumping phenomena in high-speed spur gears / V.V. Stavitskiy, P.L. Nosko // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Poland, Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. — 2010. — V. XC. — P. 324–331.
6. Ставицкий В.В. Определение механического КПД в зубчатом зацеплении с учетом условий эксплуатации / В.В. Ставицкий, П.В. Носко // Вестник НТУ «ХПИ». — Харьков: ХПИ, 2011. — № 51. — С. 152–164.
7. Harris T.A. Rolling Bearing Analysis / T.A. Harris. — 4th ed. — NY: John Wiley & Sons, 2001.

Поступила в редакцию 19.03.2012 г.

Ставицкий В.В., Носко П.Л. Метод розрахунку ККД автотракторних коробок передач

Запропоновано метод розрахунку ККД автотракторних коробок передач з урахуванням аерогідродинамічного опору, періодичного стиснення і розширення маслоповітряної суміші між зубцями, тертя в зацепленні та підшипниках. Проведено порівняння результатів розрахунку за запропонованим методом з експериментальними даними.

Ключові слова: ККД, момент опору, зубчасте колесо, аерогідродинамічний опір, тертя.

Stavitskiy V.V., Nosko P.L. Method of efficiency prediction in automotive manual gear-boxes

The method of efficiency prediction in automotive manual gear-boxes taking into account the windage, churning and air-pumping effects, sliding and rolling tooth and bearing frictions is offered. Comparison of calculus results by the offered method with experimental information is presented

Keywords: output-input ratio, moment of resistance, gear, windage, churning and air-pumping effects, sliding and rolling tooth friction.