УДК 621.833

В.В. Ставицкий, П.Л. Носко
Восточноукраинский национальный университет, Украина
Тел./Факс: +38 (0642) 418028; *E-mail:* nasent@yandex.ru

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Получены аналитические зависимости потерь мощности гидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес от основных геометрических и конструктивных параметров колес и физических свойств смазочного масла. На основании предложенных зависимостей разработана методика расчета, дающая возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать гидродинамические потери при погружении зубчатого колеса в масляную ванну. Определен удельный вес различных составляющих потерь мощности. Проведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных результатов.

Ключевые слова: *зубчатое колесо, потери мощности, гидродинамическое сопротивление, глубина погружения, число Рейнольдса, число зубьев, ширина зубчатого венца, радиус окружности.*

Введение

Решение задач снижения массы и габаритов, обеспечения высокого коэффициента полезного действия определяет современную тенденцию роста частоты вращения деталей энергетических машин, что приводит к увеличению окружных скоростей в редукторах и мультипликаторах до 150 м/с. При таких скоростях и передаваемых мощностях до сотен мегаватт потери составляют десятки киловатт. Наличие значительных потерь мощности вызывает необходимость тщательного изучения различных источников диссипации энергии в процессе эксплуатации зубчатых передач.

Одним из наиболее значимых источников потерь мощности является гидродинамическое сопротивление зубчатого колеса, погруженного в масляную ванну. Ряд исследований [1], [2] показывают, что потери на аэрогидродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес при больших окружных скоростях составляют 50 – 80 % от общих потерь в зубчатой передаче. Опубликованные результаты исследования гидродинамического сопротивления [3], [4], [5], [6] носят эмпирический характер. К наиболее обстоятельному экспериментальному исследованию следует отнести работы Changenet [7], [8]. Авторами [9] разработана методика расчета потерь мощности аэродинамического сопротивления быстровращающихся зубчатых колес в условиях циркуляционного смазывания. Однако процессы, происходящие при окунании зубчатого колеса в масляную ванну, отличаются от процессов, описанных в [9], что затрудняет применение разработанной методики для оценки гидродинамических потерь в зубчатых передачах.

Целью настоящей статьи является разработка методики оценки потерь гидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес, погруженных в масляную ванну. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: а) получить аналитические зависимости, дающие возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать гидродинамические потери мощности; б) сравнить результаты расчета с экспериментальными данными, имеющимися в открытых публикациях; в) провести анализ влияния ключевых геометрических параметров зубчатых колес и параметров среды на различные составляющие гидродинамических потерь мощности в высокоскоростных зубчатых передачах.

Основное содержание и результаты работы

Для каждого i - го зубчатого колеса, частично или полностью погруженного в масляную ванну момент гидродинамического сопротивления, можно представить в виде суммы составляющих:

$$M_{\Gamma} = M_k + M_T + M_P, \quad (1)$$

где M_k - момент силы Кориолиса, возникающей вследствие радиального перемещения масла, во впадине вращающегося в масляной ванне зубчатого колеса, Нм;

M_T - момент сил вязкостного трения на торцах зубчатого колеса в масляной ванне;

M_P - момент сил вязкостного трения на периферии зубчатого колеса в масляной ванне.

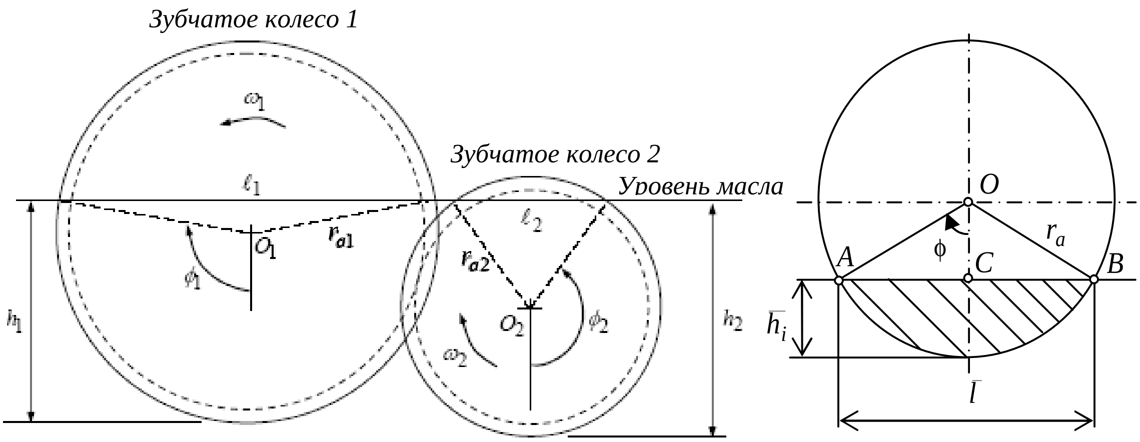

Рис. 1. Взаимосвязь параметров зубчатых колес с уровнем масляной ванны

При осуществлении смазки зубчатой передачи окунанием в масляную ванну в общем случае на зубчатые колеса передачи действуют как силы аэродинамического сопротивления, так и силы гидродинамического сопротивления. Соотношение сил аэродинамического и гидродинамического сопротивления определяется уровнем масла в масляной ванне. При относительной глубине погружения $\bar{h}_i = h_i / r_{a_i} \leq 0$ (рис. 1) отсутствует контакт смазочного масла с зубчатым колесом (принудительная циркуляционная смазка). Глубина погружения $\bar{h}_i \geq 2$ соответствует случаю полного погружения зубчатого колеса в масляную ванну. Случай, когда $\bar{h}_i \leq 0$, можно рассматривать аналогичным случаю $\bar{h}_i = 2$, то есть колесо погружено полностью, но в воздушную среду. При глубине $\bar{h}_i \leq 2$ угол $\phi_i \leq \pi$ смачиваемая площадь торцов зубчатых колес (заштрихованная на рис. 1) определяется как

$$A_{CM} = \left[\arccos(1-\bar{h}_i) - \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2-\bar{h}_i)} \cdot (1-\bar{h}_i)\right] \cdot r_{ai}^2, \quad (2)$$

где $\phi_i = \arccos(1-\bar{h}_i)$ - угол, определяемый уровнем масляной ванны (рис. 1);

r_{ai} - радиус окружности вершин зубчатого колеса, м.

Длина линии погружения зубчатого колеса в масляную ванну (рис. 1)

$$l = 2 \cdot r_{ai} \cdot \sqrt{\bar{h}_i \cdot \left(2 - \bar{h}_i\right)} . \tag{3}$$

Число впадин между зубьями колеса, погруженных в масляную ванну

$$n_z = \frac{2 \cdot \phi_i \cdot r_i}{\pi \cdot m} = \frac{2 \cdot \phi_i \cdot r_i \cdot z_i}{\pi \cdot 2 \cdot r_i} = \frac{\arccos\left(1 - \bar{h}_i\right) \cdot z_i}{\pi} , \tag{4}$$

где r_i - радиус делительной окружности зубчатого колеса, м;

z_i - число зубьев зубчатого колеса.

Сила Кориолиса F_k, действующая на рабочую поверхность одного зуба колеса, определяется как

$$F_k = m_{cp}^b \cdot a_k , \tag{5}$$

где $m_{cp}^b = \left(m_{\max}^b + m_{\min}^b\right)/2$ - средняя масса масла во впадине зубчатого колеса, кг;

$m_{\max}^b$ - масса масла во впадине в момент ее выхода из масляной ванны, кг;

$m_{\min}^b = 0$ - масса масла во впадине в момент начала погружения ее в масляную ванну, кг;

a_k - кориолисово ускорение, возникающее при движении масловоздушной смеси в радиальном направлении во впадине вращающегося колеса, м/с^2.

Предположив, что скорость масловоздушной смеси, вытесняемая из впадины в радиальном направлении равна проекции окружной скорости на касательную к эвольвенте зуба на делительной окружности $V_\tau = \omega_i \cdot r_i \cdot \sin\alpha \cdot \cos\beta$, ускорение Кориолиса определяется формулой

$$a_k = 2 \cdot \omega_i \cdot V_\tau = 2 \cdot \omega_i^2 \cdot r_i \cdot \sin\alpha \cdot \cos\beta , \tag{6}$$

где ω_i - угловая скорость зубчатого колеса, рад/с; α - угол станочного зацепления, рад; β - угол наклона линии зубьев, рад.

Масса масла во впадине, находящейся в масляной ванне может быть определена как

$$m_{\max}^b = Q_3 \cdot \Delta t , \tag{7}$$

где Q_3 - массовый расход масла при заполнении впадины через торцы впадин зубчатого колеса, погруженного в масляную ванну, кг/с;

Δt - время нахождения впадины в масляной ванне, с.

Время нахождения впадины в масляной ванне определяется скоростью вращения зубчатого колеса и глубиной его погружения в масляную ванну (рис. 1):

$$\Delta t = \frac{\cup AC}{\omega_i} = \frac{2 \cdot \phi_i \cdot r_i}{\omega_i} = \frac{2 \cdot r_i \cdot \arccos\left(1 - \bar{h}_i\right)}{\omega_i} . \tag{8}$$

Массовый расход масла при заполнении впадины при ее погружении в масляную ванну Q_3 зависит от торцевого сечения впадины, действительной скорости ее заполнения маслом и плотности последнего:

$$Q_3 = k_s \cdot A_a \cdot \rho_m \cdot V_3 , \tag{9}$$

где ρ_m - плотность смазочного масла при температуре масляной ванны, кг/м^3;

$A_a = S_{bn} \cdot \sum_{i=1}^{2} y_i$ - площадь сечения впадины в осевом направлении, м^2;

$y_i = \dfrac{4 \cdot B_i \cdot \bar{\delta}_i}{\left(A_i^2 - B_i^2\right)}$ - коэффициент торцевого зазора;

$\bar{\delta}_i = \delta_i / r_i$ - относительный торцевой зазор с одной стороны зубчатого колеса;

δ_i - торцевой зазор с одной стороны зубчатого колеса, м;

S_{bn} - площадь торцевого сечения впадины [10], м^2;

k_s - скоростной коэффициент торцевого сечения впадин зубьев, зубчатого колеса;

$A_i = r_{ai} / r_i$ относительный радиус окружности вершин зубчатого колеса;

$B_i = r_{fi} / r_i$ - радиус окружности впадин зубчатого колеса;

r_f - радиус окружности впадин зубчатого колеса, м;

V_3 - теоретическая скорость заполнения впадины при ее погружении в масляную ванну осевым течением масла, м/с.

Тогда

$$m_{cp}^b = \frac{A_a \cdot \rho_m \cdot V_3 \cdot r_i \cdot \arccos\left(1 - \bar{h}_i\right)}{\omega_i}. \qquad (10)$$

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

$$\frac{\bar{V}_3^2}{2} = \bar{p}_b - \bar{p}_j - \bar{p}_g + \bar{p}_h + \frac{k_o^2 \bar{V}_\tau^2}{2}, \qquad (11)$$

где $\bar{p}_b = p_b / \left(\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2\right) = \Phi_i / \sqrt{\mathrm{Re}}$ - безразмерное давление масла во впадине вследствие действия сил вязкостного трения;

$\bar{p}_j = 0{,}5 \cdot \left(A_i^2 - B_i^2\right)$ - безразмерное давление масла во впадине вследствие действия центробежных сил;

$\bar{p}_g = \left(A_i - B_i\right) / Fr$ - давление гравитационных сил;

$p_h = r_i \cdot \bar{h}_i \cdot g \cdot \rho_m / \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^2 = \bar{h}_i / Fr$ - гидростатическое давление масла во впадине, МПа;

k_o - скоростной коэффициент, зависящий от формы отверстия истечения масла из впадины зубчатого колеса;

$$\Phi_i = \left(\bar{V}_\tau / \varphi_i\right)^{1,5} \cdot \left(tg^2 \alpha_a - tg^2 \alpha_f\right) \cdot \cos\alpha / \left(A_i \cdot \sqrt{3}\right);$$

$\bar{V}_\tau = V_\tau / \left(\omega_i \cdot r_i\right)$ - относительная радиальная скорость масла;

$\mathrm{Re} = \left(\omega_i \cdot r_i^2\right) / \vartheta_m$ - число Рейнольдса;

ϑ_m - кинематическая вязкость смазочного масла, сСт;

α_a, α_f - углы профиля эвольвенты на окружностях вершин и впадин, рад;

$Fr = \left(\omega_i^2 \cdot r_i\right) / g$ - число Фруда;

φ_i - угловая ширина впадины зубчатого колеса по окружности вершин, рад.

Уравнение (11) описывает процессы, происходящие во впадине, погруженной в масляную ванну: масло выбрасывается из впадины гравитационными и центробежными силами и удерживается во впадине вязкостными и гидростатическими силами, однако, часть масла вытесняется зубом колеса в радиальном направлении со скоростью V_τ и поступает в осевом направлении со скоростью V_3.

Из уравнения (11) безразмерная скорость заполнения впадины, погруженной в масляную ванну

$$\frac{V_3}{\omega_i r_i} = \overline{V}_3 = \sqrt{\left(A_i^2 - B_i^2\right) + \frac{2}{Fr} \cdot \left(\overline{h}_i - A_i - B_i\right) + \frac{2 \cdot \Phi_i}{\sqrt{\text{Re}}} + \left(k_o \cdot \sin\alpha \cdot \cos\beta\right)^2} \,. \quad (12)$$

После соответствующих подстановок средняя переменная масса масла, находящаяся во впадине погруженного в масляную ванну колеса

$$m_{cp}^b = \frac{\rho_m \cdot r_i^3 \cdot (\pi - 4 \cdot x \cdot tg\alpha) \cdot \left(A_i^2 - B_i^2\right) \cdot \sum_{i=1}^{2} y_i \cdot \overline{V}_3 \cdot \arccos\left(1 - \overline{h}_i\right) \cdot \cos\beta}{2 \cdot z_i} \,. \quad (13)$$

После подстановки (6) и (13) в (5) момент силы Кориолиса (момент сопротивления вращению зубчатого колеса) $M_k = \dfrac{\arccos\left(1 - \overline{h}_i\right) \cdot z_i}{\pi} \cdot F_k \cdot r_i$:

$$M_k = \frac{\rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5}{\pi} (\pi - 4x \cdot tg\alpha) \cdot \left(A_i^2 - B_i^2\right) \cdot \sum_{i=1}^{2} y_i \cdot \overline{V}_3 \cdot \arccos^2\left(1 - \overline{h}_i\right) \cdot \sin\alpha \cdot \cos^2\beta \,. \quad (14)$$

Для нулевого зубчатого колеса выражение (14) несколько упрощается

$$M_k = \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot \left(A_i^2 - B_i^2\right) \cdot \sum_{i=1}^{2} y_i \cdot \overline{V}_3 \cdot \arccos^2\left(1 - \overline{h}_i\right) \cdot \sin\alpha \cdot \cos^2\beta \,. \quad (15)$$

Безразмерный момент силы Кориолиса при окунании зубчатого колеса в масляную ванну

$$C_k = 2 \cdot \left(A_i^2 - B_i^2\right) \cdot \sum_{i=1}^{2} y_i \cdot \overline{V}_3 \cdot \arccos^2\left(1 - \overline{h}_i\right) \cdot \sin\alpha \cdot \cos^2\beta \,. \quad (16)$$

На зубчатую пару, частично или полностью погруженную в масляную ванну (рис. 1), действуют силы гидродинамического трения, как на периферии зубчатых колес, так и на боковых поверхностях зубчатых колес.

Момент сил вязкости на периферии колеса:

$$M_P = F_{nep} \cdot r_{ai} = 4 \cdot \mu_m \cdot b_i \cdot r_{ai}^2 \cdot \omega_i \cdot \phi_i \,, \quad (17)$$

Принимая во внимание, что $\text{Re} = \rho_m \cdot r_i^2 \cdot \omega_i / \mu_m$ и $\overline{b} = b / r_i$, выражение (17) может быть упрощено:

$$M_P = \frac{4 \cdot \mu_m \cdot A_i^2 \cdot \overline{b}_i \cdot r_{ai}^5 \cdot \omega_i^2 \cdot \phi_i \cdot \rho_m}{\rho_m \cdot \omega_i \cdot r_i^2} = \frac{4 \cdot A_i^2 \cdot \rho_m \cdot \overline{b}_i \cdot r_{ai}^5 \cdot \omega_i^2 \cdot \phi_i}{\text{Re}} \,,$$

где $\overline{b} = b / r_i$ - относительная ширина зубчатого венца;

b - ширина зубчатого венца, м.

Тогда окончательно, подставляя значения угла $\phi_i = \arccos\left(1 - \overline{h}_i\right)$, безразмерный момент сопротивления вращению зубчатого колеса вследствие вязкостного трения на периферии зубьев:

$$C_P = \frac{M_P}{0{,}5 \cdot \rho_m \cdot r_i^5 \cdot \omega_i^2} = \frac{8 \cdot A_i^3 \cdot \overline{b}_i \cdot \arccos\left(1 - \overline{h}_i\right)}{\text{Re}} \,. \quad (18)$$

Для определения безразмерного момента сил гидродинамического сопротивления вследствие трения масла о торцовые поверхности зубчатого колеса в условиях ламинарного и турбулентного режимов течения предложены следующие выражения:

$$C_T^{лам} = \frac{M_T^{лам}}{0{,}5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5} = \frac{2 \cdot A_i^2 \cdot \left[\arccos(1-\bar{h}_i) - \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2-\bar{h}_i)} \cdot (1-\bar{h}_i)\right]}{\sqrt{6 \cdot A_i \cdot \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2-\bar{h}_i)} \cdot \mathrm{Re}}}. \qquad (19)$$

$$C_T^{турб} = \frac{M_T^{турб}}{0{,}5 \rho_m \omega_i^2 r_i^5} = A_i^2 \cdot \frac{0{,}0276 \cdot \left[\arccos(1-\bar{h}_i) - \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2-\bar{h}_i)} \cdot (1-\bar{h}_i)\right]}{\sqrt[7]{2 \cdot A_i \cdot \sqrt{\bar{h}_i \cdot (2-\bar{h}_i)} \cdot \mathrm{Re}}}. \qquad (20)$$

Суммарный момент гидродинамического сопротивления вращению зубчатого колеса, погруженного в масляную ванну, определяется следующим образом

$$M_Г = 0{,}5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_P). \qquad (21)$$

Потери мощности вследствие аэродинамического сопротивления вращению зубчатого колеса, погруженного в масляную ванну

$$P_Г = 0{,}5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^3 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_P). \qquad (22)$$

На рис. 2. приведен сравнительный анализ результатов расчета потерь мощности вследствие действия сил гидродинамического сопротивления по зависимости (22) и экспериментальных исследований [7].

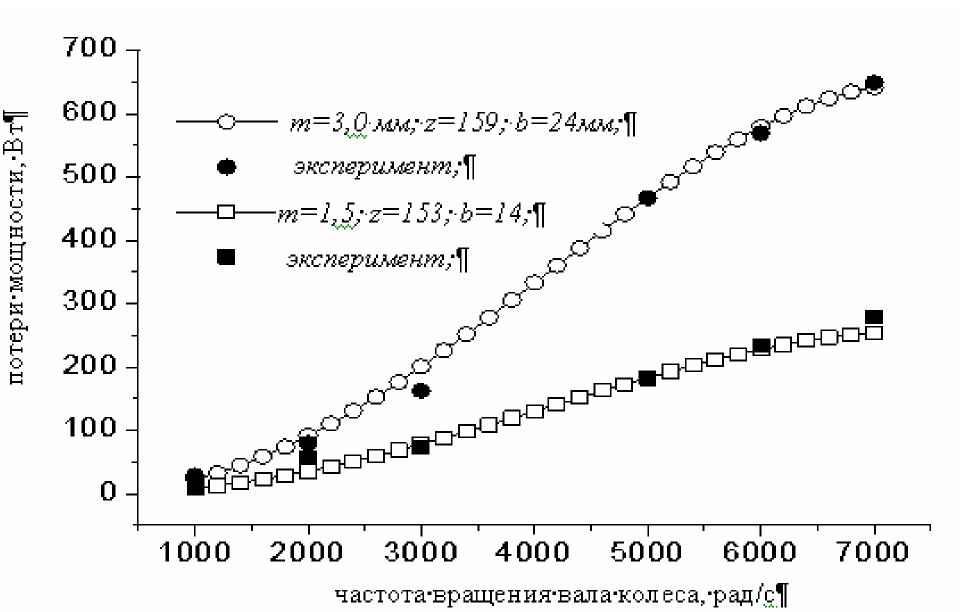

Рис. 2. Сравнение результатов расчета потерь мощности гидродинамического сопротивления вращению зубчатого колеса в масляной ванне с экспериментальными данными

Эксперименты проводились с большим числом зубчатых колес с геометрическими параметрами, меняющимися в широком диапазоне (модуль 1,5 - 5 мм; ширина зубчатого венца 14 – 24 мм; число зубьев 20 -102), и при разных относительных глубинах погружения колес в масляную ванну. Частота вращения зубчатого колеса менялась в диапазоне 1000 - 7000 об/мин.

Анализ полученных результатов

Анализ результатов исследования показал:

1. Предложенная методика расчета потерь мощности вследствие гидродинамического сопротивления масляной ванны вращению зубчатого колеса дает результаты весьма близкие к экспериментальным данным [7].

2. Характер изменения гидродинамических потерь мощности с ростом частоты вращения зубчатого колеса существенно отличается от характера изменения аэродинамических потерь [9]. Изменение аэродинамических потерь с изменением частоты вращения колеса практически подчиняется закону кубической параболы. Такое же изменение наблюдается и для гидродинамических потерь, но до определенной скорости вращения (на рис. 2 примерно 4000 об/мин). Дальнейшее увеличение скорости вращения приводит к уменьшению количества масла во впадине и, как следствие, снижению потерь на гидродинамическое сопротивление.

3. Основным источником потерь мощности при гидродинамическом сопротивлении вращению зубчатого колеса, погруженного в масляную ванну, является сила Кориолиса (более 80 % общих потерь) при переменной массе жидкости во впадине.

4. Потери вследствие вязкостного трения на периферии зубьев и на торцах зубчатого колеса не превышают 20 %.

5. Геометрические параметры зубчатых колес существенно влияют на гидродинамические потери мощности при вращении зубчатого колеса. Погруженного в масляную ванну: а) потери растут с увеличением глубины погружения зубчатого колеса в масляную ванну, плотности масла, частоты вращения, радиуса делительной окружности; б) потери уменьшаются с ростом угла наклона линии зубьев, величины торцевого зазора до его критического значения (свыше критического значения величина торцевого зазора не влияет на потери мощности).

Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили:

1. На основании полученных аналитических зависимостей разработать методику расчета, дающую возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать гидродинамические потери мощности.

2. Выявить влияние геометрических и конструктивных параметров зубчатой передачи на диссипацию энергии при вращении колес, погруженных в масляную ванну, что в конечном итоге даст возможность проводить анализ и синтез энергосберегающих передач, эксплуатирующихся в условиях высоких скоростей вращения.

3. Количественно оценить относительную значимость различных источников диссипации энергии с целью дальнейшего определения путей повышения коэффициента полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

4. Провести проверку адекватности математической модели, положенной в основу методики расчета гидродинамических потерь, сравнив теоретические и экспериментальные результаты.

Список литературы:

1. Heingartner P. Determination Power Losses in the Helical Gear Mesh / P. Heingartner, D. Mba // Gear Technology. – 2005. – P. 32-37.

2. Handschuh R.F. Preliminary Comparison of Experimental and Analytical Efficiency Results of High-Speed Helical Gear Trains / R.F. Handschuh, C. J. Kilmain // DETC’03, ASME, Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. — 2003. — Vol. 4B. — P. 949-955.

3. Ariura Y. The Lubricant Churning Loss in Spur Gear Systems / Y. Ariura, T. Ueno, Sunaga // Bull. JSME. – 1973. – №16. – P. 881–890.

4. Terekhov A.S. Basic Problems of Heat Calculation of Gear Reducers / A.S. Terekhov // JSME International Conference on Motion and Power Transmissions. — Hiroshima, Japan, 1991. — P. 490–495.

5. Boness R.J. Churning Losses of Discs and Gear Running Partially Submerged in Oil / R.J. Boness // Proceedings of the ASME International Power Transmission and Gearing Conference. — Chicago, IL, 1989. — P. 355–359.

6. Lauster E. Zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge / E. Lauster, M. Boos // VDI. — Ber., 1983. — № 488. — P. 45–55.

7. Changenet C. A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions — Preliminary Results / C. Changenet, P. Velex // ASME J. Mech. Des. — 2007. — № 129. — P. 128–133.

8. Changenet C. Housing Influence on Churching Losses in Geared Transmissions / C. Changenet, P. Velex // ASME J. Mech. Des. — 2008. — № 130(6). — 062603. — P. 6 .

9. Ставицький В.В. Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямозубых цилиндрических передачах / В.В. Ставицький, П.Л. Носко // Вестник НТУ «ХПИ». – Х.: ХПИ. — 2010. — №27. — С. 167-173.

10. Юдин Е.М. Шестеренные насосы / Е.М. Юдин. – изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.

Надійшла до редколегії 21.01.2012.

В.В. Ставицький, П.Л. Носко

ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧАХ

Отримані аналітичні залежності втрат потужності гідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс від основних геометричних і конструктивних параметрів коліс і фізичних властивостей змащувального масла. На підставі запропонованих залежностей розроблена методика розрахунку, що дає можливість з мінімальними витратами обчислювальних зусиль кількісно оцінювати гідродинамічні втрати потужності. Виявлена питома вага різних втрат потужності, що становлять. Проведений порівняльний аналіз розрахункових і експериментальних результатів.

Ключеві слова: *зубчасте колесо, втрати потужності, гідродинамічний опір, глибина занурення, число Рейнольдса, число зубців, ширина зубчастого вінця, радіус кола.*

V.V. Stavitskyy, P.L. Nosko

CHURNING POWER LOSSES IN HIGH-SPEED GEARED TRANSMISSIONS

A series of formulas which enable accurate prediction of churning power losses for one pinion characteristic of gear transmission geometry and physical properties of lubrication are presented. On the basis of the offered dependences the method of calculation, enabling with the minimum expenses of calculable efforts in number to estimate the churning power losses, is developed. Specific gravity of different making losses of power is exposed. Obtained results have been experimentally validated over a wide range of speeds and gear geometries.

Keywords: *gears, churning power, dimensionless drag torque, pressure, immersion depth, Reynolds number, Froude number, rotational speed, immersed surface area, tooth face width, number of teeth, gear pitch radius.*