

Анализ рисунков 4,а и 4,б показывает характерные концентраторы напряжений в теле зуба около пятна контакта.

Выводы:

1. Построена твердотельная параметрическая модель эволютной зубчатой пары; анализ кривизны рабочего профиля зуба показал пригодность модели к расчету контактного взаимодействия.

2. На основании упрощенной твердотельной геометрии построена КЭ модель.

3. Усовершенствована методика модификации компьютерной модели для импорта в САЕ-систему. Основной необходимостью для этого была экономия ресурсов компьютера и времени для расчета методом конечных элементов.

4. Был проведен расчет НДС эволютного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу.

5. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи теории упругости (формула Герца) показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта, равным 0,1мм, погрешность составила 15%, а при размере КЭ 0,05мм – 10%, что является допустимым.

Список литературы: 1. *Протасов Р.В., Устиненко А.В.* Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – №29. – С.154-164. 2. *Протасов Р.В.* Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №1. – С.37-43. 3. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. *Ковальский Б.С.* Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 5. *Чернякский И.С., Устиненко А.В.* Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вестник СевНТУ: Зб. наукових праць. Вип. 133/2012. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С.44-48. 6. *Иванов М.Н.* Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. *В.А. Финогенова.* – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383с. 7. *Бружика В.А.* Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271с.

Поступила (received) 27.03.2014

УДК 621.833

В.В. СТАВИЦКИЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;

П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., заведующий каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля;

С.С. ПАНКРАТОВА, аспирант каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Получена зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления вращению конических зубчатых колес от основных геометрических параметров колес и физических параметров среды. Проведен сравнительный анализ расчетных результатов с экспериментальными данными разных авторов. Полученные зависимости предоставляют возможности оценивать влияние аэродинамического сопротивления среды вращению зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масловоздушная смесь.

Введение. Развитие современного машиностроения основывается на поисках новых технических решений, которые предусматривают повышение на-

дежности, долговечности, коэффициента полезного действия (КПД), нагружающей способности и кинематической точности при условии одновременного снижения массы и габаритов. Наиболее чувствительно указанные требования проявляются при разработках высокоскоростных (окружная скорость свыше 150м/с) и высоконагруженных (мощность свыше 100МВт) зубчатых передач.

КПД наиболее совершенных зубчатых передачах находится в пределах 0,98-0,99, то есть потери мощности в них составляют свыше 1МВт. Эксплуатация зубчатых передач при таких значительных скоростях также связана со значительными потерями в результате аэрогидродинамического сопротивления, периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом пространстве между зубцами.

Актуальность задачи. По данным известных исследований [1, 2] при окружной скорости 80м/с аэрогидродинамические потери мощности составляют 70% общих потерь при полной нагрузке (8,95МВт) и 86% при 25% нагрузке. Попытки учесть такие значительные потери до сих пор опирались на экспериментальные результаты.

Необходим тщательный системный анализ влияния геометрических, конструктивных, кинематических и силовых параметров зубчатых передач на потери мощности в них с целью разработки научных основ оптимального выбора указанных выше параметров при проектировании энергонасыщенных и в то же время ресурсо- и энергосберегающих зубчатых передач трансмиссий машин с заданными технико-эксплуатационными характеристиками.

Анализ последних исследований и литературы. Большинство опубликованных исследований аэродинамического сопротивления зубчатых колес содержат экспериментальные исследования потерь мощности в высокоскоростных цилиндрических зубчатых передачах [3-8] и только некоторые посвящены исследованию высокоскоростных конических зубчатых колес [9-11]. В перечисленных выше работах описание аэродинамического сопротивления проводилось эмпирическими зависимостями безразмерного коэффициента момента сопротивления. Однако, при этом результаты экспериментального исследования у различных авторов отличаются в несколько раз, что значительно снижает степень доверия к этим результатам.

В последние годы появились математические модели аэродинамических процессов во впадинах быстровращающихся как цилиндрических [12, 13], так и конических [14, 15] зубчатых колес, построенных на базе вычислительной гидродинамики (в англоязычной литературе CFD – Computational Fluid Dynamics). Однако громоздкость численного решения уравнения неразрывности и осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса не позволяет получить функциональную зависимость аэродинамических потерь от конструктивных, силовых и кинематических параметров зубчатых колес.

В литературе имеется незначительное количество исследований, в которых предпринята попытка описать аналитически физические процессы при вращении зубчатых колес в масловоздушной среде [5], [16]. Однако, полученные в них аналитические зависимости описывают аэродинамические процессы в цилиндрических высокоскоростных зубчатых передачах.

Цель статьи. Получить аналитическую зависимость, дающую возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать несвязанные с нагрузкой потери энергии в высокоскоростных конических зубчатых передачах. Сравнить результаты расчета с экспериментальными данными, имеющимися в открытых публикациях. Провести анализ влияния ключевых геометрических параметров зубчатых колес и параметров среды на аэродинамические потери энергии в высокоскоростных зубчатых передачах.

Материалы исследования. Анализ результатов компьютерного моделирования движения масловоздушной смеси во впадинах быстровращающихся зубчатых колес показал, что при вращении колеса значительная часть масловоздушной смеси двигается вместе с впадиной; во впадинах возникает циркуляционное движение масловоздушной смеси; меньшая ее часть выбрасывается в радиальном направлении; поступление масловоздушной смеси во впадину происходит вдоль образующей конуса или цилиндра. На основании этих наблюдений сделано предположение о том, что аэродинамическое сопротивление вращению конических зубчатых колес определяется силой Кориолиса, вызванной радиальной скоростью вытекания масловоздушной смеси при ее вращении вместе с зубчатым колесом.

Сила Кориолиса F_k давления масловоздушной смеси на рабочую поверхность одного зуба колеса определяется следующей формулой:

$$F_k = m_b a_k, \quad (1)$$

где $m_b = \rho_a S_{bn} b$ – масса масловоздушной смеси во впадине зубчатого колеса, кг; $a_k = 2\omega r_e \sin \alpha$ – кориолисово ускорение, возникающее при движении масловоздушной смеси в радиальном направлении во впадине вращающегося конического зубчатого колеса, м/с²; ω – угловая скорость вращения зубчатого колеса; α – угол станочного зацепления, рад; r_e – внешний делительный радиус конического зубчатого колеса, м; ρ_a – плотность масловоздушной смеси во впадинах зубчатого колеса, кг/м³; $S_{bn} = (e/r_e) \cdot ((r_{ae}^2 - r_{je}^2)/2) = ((\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)/z) \cdot (r_e^2 (A_e^2 - B_e^2)/2)$ – площадь торцевого сечения впадины зубчатого колеса, м²; r_{ae} – внешний радиус окружности вершин конического зубчатого колеса, м; r_{je} – внешний радиус окружности впадин конического зубчатого колеса, м; $e = m_e (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)/2$ – ширина впадины зубчатого колеса, м; x – коэффициент смещения инструмента при нарезании зубчатого колеса; $A_e = r_{ae}/r_e$ – относительный радиус вершин зубчатого колеса; $B_e = r_{je}/r_e$ – относительный радиус впадин зубчатого колеса.

Окончательно масса масловоздушной смеси во впадине может быть определена как

$$m_b = \bar{\rho}_a \cdot r_e^3 \cdot \rho \cdot \frac{(\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)}{z} \cdot \frac{(A_e^2 - B_e^2)}{2} \cdot \bar{b}, \quad (2)$$

где $\bar{\rho}_a = \rho_a / \rho$ – относительная плотность масловоздушной смеси во впадине зубчатого колеса; $\rho = x_b \rho_b + (1 - x_b) \rho_m$ – плотность масловоздушной смеси при нормальных условиях, кг/м³; ρ_b – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³; ρ_m – плотность смазочного масла при нормальных условиях, кг/м³; x_b – относительное количество воздуха в масловоздушной смеси; β – угол наклона линии зубьев, рад; $\bar{b} = b/r_e$ – относительная ширина зубчатого венца конического колеса.

Тогда момент сил аэродинамического сопротивления определяется следующим образом:

$$M_k = z F_k r_{bi} = \rho \omega^2 r_e^5 \bar{b} \bar{\rho}_a \frac{(A_e^2 - B_e^2)}{2} (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha) \sin 2\alpha. \quad (3)$$

В гидрогазодинамике момент сопротивления принято представлять в безразмерном виде:

$$C_k = \frac{M_k}{0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_e^5} = \bar{\rho}_a \cdot (A_e^2 - B_e^2) \cdot \bar{b} \cdot (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha) \cdot \sin 2\alpha, \quad (4)$$

где $\bar{\rho}_a = [1 - ((f_i \cdot \bar{b})^2 / (2Eu)) \cdot ((k-1)/k)]^{1/(k-1)}$ – относительная плотность масловоздушной смеси во впадинах быстровращающегося конического зубчатого ко-

леса; $f_i = 4 \cdot A_e / (A_e^2 - B_e^2)$ – геометрический коэффициент; $Eu = p_a / (\rho \cdot V_{окр}^2)$ – критерий подобия Эйлера; p_a – давление масловоздушной смеси во впадинах конического колеса; $V_{окр} = \omega \cdot r_e$ – окружная скорость зубчатого колеса.

Для проверки адекватности принятых допущений при выводе зависимости (4) проведено сравнение результатов расчета по этой зависимости с экспериментальными данными [15]. Сравнение проведено в виде графиков зависимости безразмерных коэффициентов от числа Рейнольдса ($Re = \rho \omega r_e^2 / \mu$), приведенных на рисунке. Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента показывает хоро-

шую их корреляцию (погрешность не превышает 10%).

Выводы. Полученная аналитическая зависимость, дающая возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать аэродинамические потери высокоскоростных конических зубчатых передач. Результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных позволяют рекомендовать полученную зависимость для оценки потерь энергии при эксплуатации конических зубчатых передач на стадии проектирования.

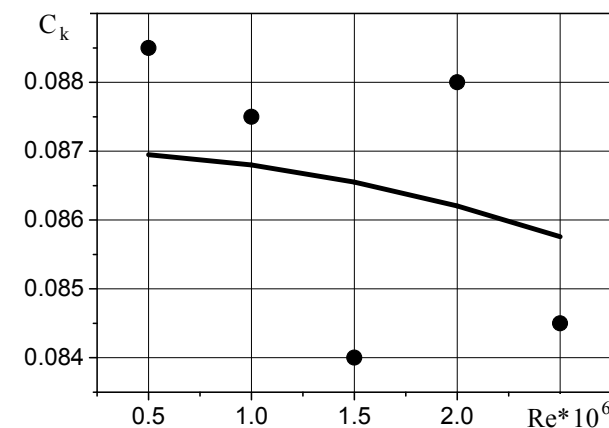


Рисунок – Зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса:
● – результаты экспериментального исследования [15];
— – результаты расчета по зависимости (4)

Список литературы: 1. 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 2003 Design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference. – 2003. – Vol.4B. – P.949-955. 2. Heingartner P. Determination power losses in the helical gear mesh / P. Heingartner, D. Mba // Gear technology. – 2005. – P.32-37. 3. Dawson P.H. High speed gear windage // GEC Review. – 1988. – №4(3). – P.164-167. 4. Dawson P.H. Windage loss in larger high-speed gears / Proc. Inst. Mech. Eng. – 1984. Part A: Power and process engineering. №198(1). – P.51-59. 5. Diab Y. Simulations and experimental investigations on windage losses in high-speed gears / Y. Diab, F. Ville, P. Velex, M. Wendling // VDI – Berichte. – 2005. – №1904. – P.1435-1450. 6. Diab Y. Windage losses in high speed gears – Preliminary experimental and theoretical results / Y. Diab, F. Ville, C. Chagnenet, P. Velex // ASME Journal of mechanical design. – 2004. – №126(5). – P.903-908. 7. Petty-Johnson T.T. An experimental investigation of spur gear efficiency / T.T. Petty-Johnson, A. Kahraman, N.E. Anderson, D.R. Chase // ASME Journal of mechanical design. – №130. – 2008. – 062601. – 10p. 8. Seetharaman S. An investigation of load-independent power losses of gear systems: PhD Dissertation / S. Seetharaman. – The Ohio State University, 2009. 9. Lord A.A. An experimental investigation of geometric and oil flow effects on gear windage and meshing losses: Ph.D. thesis / A.A. Lord. – University of Wales, Swansea, 1998. 10. Winfree D.D. Reducing gear windage losses from high speed gears / D.D. Winfree // Proceedings of DETC'00, ASME power transmission and gearing conference, Baltimore, Maryland, Sept. 10-13, 2000, P.747-756. 11. Johnson G. Experimental investigation into windage power loss from a shrouded spiral bevel gear / G. Johnson, K. Simmons, C. Foord // Proceedings of GT2007, ASME Turbo Expo 2007: Power for land, sea and air, Montreal, Canada, Paper.2007. – №GT2007-27885. 12. Al-Shibl K. Modelling gear windage power loss from an enclosed spur gears / K. Al-Shibl, K. Simmons, C.N. Eastwick // Proc. Inst. Mech. Eng. – 2007. – Part A, №221(3). – P.331-341. 13. Chaari F. Windage power loss in spur gear sets / F. Chaari, M. Ben Romdhane, W. Haddar, T. Fakhfakh, M. Haddar // WSEAS TRANSACTIONS on Applied and theoretical mechanics. – 2012. – №2. – P.159-168. 14. Farrall M. Computational investigation of the airflow through a shrouded bevel gear // Proceedings of ASME

Turbo Expo 2005. Reno-Tahoe, Nevada, 6-9 Jun., 2005. – Paper №GT2005-68879. 15. Rapley S. The Application of CFD to model windage power loss from a spiral bevel gear / S. Rapley, C. Eastwick, K. Simmons // Proceedings of GT2007, ASME Turbo Expo 2007: Power for land, sea and air, Montreal, Canada, 2007. – Paper №GT2007-27879. 16. Ставицкий В.В. Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямозубых цилиндрических передачах. / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко. // Вестник НТУ "ХПИ" – Харьков: ХПИ, 2010. – №27. – С.167-173.

Поступила (received) 11.03.2014

УДК 621.89

Г.П. ТАРИКОВ, д.т.н., профессор кафедры ДМ, П и СМ БелГУТ, Гомель, Беларусь;
В.Н. ПАРХОМЕНКО, старший преподаватель кафедры СХМ ГГТУ им. П.О. Сухого, Гомель, Беларусь;
В.В. КОМРАКОВ, к.т.н., доцент кафедры ИТ ГГТУ им. П.О. Сухого

РЕШЕНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕРМОУПРУГОСТИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ

В работе рассмотрено решение пространственной контактной задачи с учетом температуры применительно к зубчатому зацеплению. Выведены формулы для определения контактных напряжений возникающих на площадке контакта. Приведен числовой пример решения задачи.

Ключевые слова: контактная задача, площадка контакта, шестерня, колесо, термоупругость, точечный контакт, контактное напряжение

Введение. Актуальность задачи. В процессе работы зубчатой передачи (системы шестерня-колесо) зубья нагреваются, что влияет на распределение контактных давлений по площадке контакта. Пространственная контактная задача с учетом тепловыделения применительно к деталям машин и механизмов до сих пор является актуальной [5]. Большое количество работ посвящено изучению данного вопроса [4]. В работах [2, 3] данная задача исследуется с учетом тепловых явлений, т.е. решается пространственная контактная задача термоупругости.

Цель работы. Целью работы является решение пространственной контактной задачи термоупругости применительно к зубчатой передаче с точечным контактом.

Постановка задачи. Рассматривается термоупругая задача о контакте зубьев (шестерни и колеса) с начальным контактом в точке. При этом задаются радиусами кривизны контактирующих тел в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рисунок 1).

В работе [1] получено двумерное интегральное уравнение контактной задачи термоупругости первого рода

$$\delta \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} = \frac{(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{2\pi} \iint_R \frac{1}{R} p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 - \frac{(\eta_1 + \mu_2)}{2\pi} \iint_R \frac{1}{R} \theta_0(y_1, y_2) dy_1 dy_2, \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (1)$$

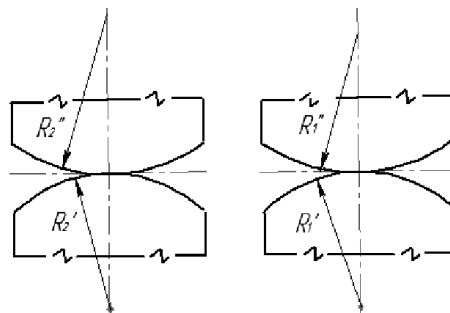


Рисунок 1 – Схема контакта поверхностей вращения с параллельными осями при внешнем соприкосновении