

Рисунок 3 – Контактные давления: *a* – пятно контакта по половине ширины зуба; *б* – краевой эффект

Как видно из рисунка 3, *б*, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [7].

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта – 0,05мм с целью определения погрешности расчета МКЭ. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные давления по МКЭ, МПа	Контактные давления по Герцу, МПа
0,1мм	247	84	680	802
0,05мм	490	168	720	

Анализ полученных результатов показывает, что с уменьшением размера КЭ повышается точность результата, однако серьезно возрастают временные и вычислительные затраты.

В дополнение приведем эквивалентные напряжения по Мизесу – на поверхности контакта $\sigma_H^{эkv} = 0,4\sigma_H^{эkv}$ и глубинные $\sigma_{Hглуб}^{эkv} = 0,56\sigma_H^{эkv}$.

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу показаны на рисунке 4, *a*. Для большей наглядности и определения концентрации глубинных напряжений приведен рисунок 4, *б*. Он отображает напряжения по Мизесу в сечении зуба (в данном случае – посередине венца); такая возможность является преимуществом в расчетах с помощью МКЭ.

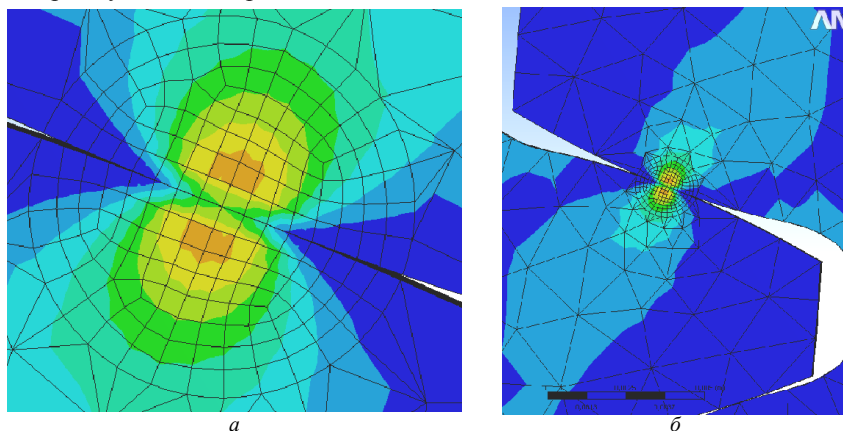


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения: *a* – по Мизесу, *б* – по Мизесу в глубине зуба

Анализ рисунков 4, *a* 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. научн. 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. научн. 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. Чернявский 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. Бружяка 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 вращения зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масло-воздушная 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 150 м/с) и высоконагруженных (мощность свыше 100 МВт) зубчатых передач.

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

Актуальность задачи. По данным известных исследований [1, 2] при окружной скорости 80 м/с аэрогидродинамические потери мощности составляют 70% общих потерь при полной нагрузке (8,95 МВт) 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 маслораздушной 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 маслораздушной смеси во впадинах быстровращающихся зубчатых колес показал, что при вращении колеса значительная часть маслораздушной смеси двигается вместе с впадиной; во впадинах возникает циркуляционное движение маслораздушной смеси; меньшая ее часть выбрасывается в радиальном направлении; поступление маслораздушной 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 маслораздушной смеси при ее вращении вместе с зубчатым колесом.

Сила Кориолиса F_k давления маслораздушной 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 маслораздушной смеси во впадине зубчатого колеса, кг; $a_k = 2\omega r_e \sin \alpha$ – кориолисово ускорение, возникающее при движении маслораздушной 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 маслораздушной 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 маслораздушной 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 маслораздушной смеси во впадине зубчатого колеса; $\rho = x_b \rho_b + (1 - x_b) \rho_m$ – плотность маслораздушной 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 маслораздушной 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 маслораздушной 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 маслвоздушной 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 зависимостей безразмерных коэффициентов от числа Рейнольдса ($Re = \rho \cdot \omega r_e^2 / \mu$), приведенных на рисунке. Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента показывает хорошую их корреляцию (погрешность не превышает 10%).

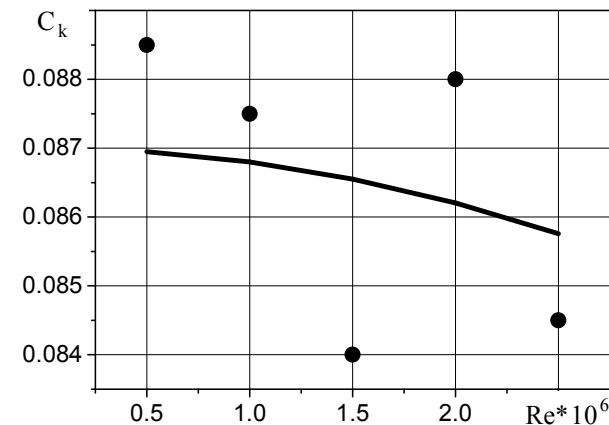


Рисунок – Зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса:
● – результаты экспериментального исследования [15];
— – результаты расчета по зависимости (4)

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.

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. Farrell 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 прямоугольных 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

$$\delta \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} = \frac{(\eta_1 + \eta_2)}{2\pi} \iint_R p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 - \frac{(\eta_1 + \mu_2)}{2\pi} \iint_{\Omega} \theta_0(y_1, y_2) dy_1 dy_2, \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (1)$$

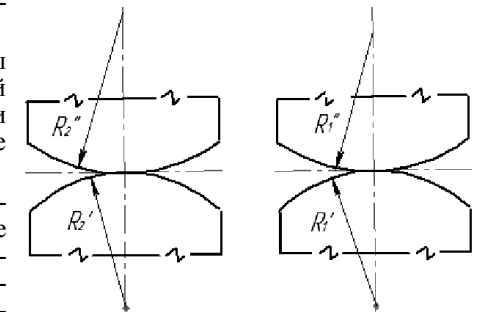


Рисунок 1 – Схема контакта поверхностей вращения с параллельными осями при внешнем соприкосновении