

Таким чином ставиться задача з розробки методики, алгоритмів та програмного забезпечення на основі DES, як комбінованої RANS - LES моделі, яка поєднувала б в собі кращі якості обох методів, а саме, надійність і обчислювальну ефективність RANS в приєднаних примежевих шарах із зрозумілою фізикою течії та високою точністю. На основі проведеного аналізу у рамках DES "точно" можливий розрахунок не увесь спектр енергонесучих вихорів, а лише "відокремлені" вихори які містяться в відривних зонах. Вихори, що населяють область приєднаних примежевих шарів, описується звичайними напівемпіричними RANS моделями.

#### Список використаних джерел

1. Spalart P. R. "Strategies for turbulence modeling and simulations", Int. J. Heat Fluid Flow, 2000, v. 21, pp. 252-263.
2. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Полит. унта, 2012. – 88 с.
3. Ferziger J. H. "Recent Advances in Large Eddy Simulation", Engineering Turbulence Modelling and Experiments 3, W. Rodi and G. Bergeles (Editors), 1996, Elsevier, pp. 163-176.
4. Spalart P. R. "Editorial: RANS modeling into a second century", Special issue of International J. of CFD, 2009, v.23, No.4, pp.291-293.
5. Piomelli U., Balaras E. "Wall-layer models for large-eddy simulations", Annual Rev. Fluid Mech., 2002, v. 34, pp. 349-374.
6. Forsythe J., Squires K., Wurtzler K., Spalart P. "Detached-eddy simulation of fighter aircraft at high alpha", AIAA Paper 2002-0591.
7. Haase W., Aupoix B., Bunge U., Schwamborn D. (Eds.) "FLOMANIA – A European Initiative on Flow Physics Modelling", Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, 2006, v. 94.
8. Spalart P. R., Allmaras S. R. "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows", AIAA Paper 1992-0439.
9. Menter F. R. "Zonal two-equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows", AIAA Paper 1993-2906.
10. Menter F. R., Kuntz M., and Langtry R. "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, Begell House, Inc., 2003, pp. 625 - 632.
11. Wilcox D. C. "Turbulence Modeling for CFD". Griffin Printing, Glendale, California, 1993.
12. "Turbulence modeling Resource. NASA Langley Research Center", <http://turbmodels.larc.nasa.gov> (page curator and responsible official C. Rumsey)
13. Buice C. U., Eaton J. K. "Experimental Investigation of Flow Through an Asymmetric Plane Diffuser", Report No. TSD-107, Thermosciences Division, Department of Mechanical Engineering, Stanford, 1997.
15. Lienhart H., Becker S. "Flow and Turbulence Structures in the Wake of a Simplified Car Model", SAE Technical paper, 2003-01-0656.

#### УДК 621.833.1

**Башта О.В.<sup>1</sup>**, к.т.н., доц., **Носко<sup>1</sup> П.Л.**, д. т. н., проф., **Цибрій<sup>1</sup> Ю.О.**, к.т.н., **Грабовський<sup>2</sup> Г.Г.**, д. т. н., проф.

<sup>1</sup>Національний Авіаційний Університет, Київ, Україна

<sup>2</sup>ДНВК «Київський інститут автоматики», Київ, Україна

### ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧАХ

*Анотація* Запропоновано аналітичну залежність впливу геометричних та конструктивних параметрів зубчастого колеса на втрати потужності гідродинамічного опору обертанню. Проведено аналіз теоретичних та експериментальних втрат потужності в наслідок гідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс при занурюванні їх в масляну ванну. Похибка порівняння експериментального та теоретичного дослідження не перевищує 12%.

*Ключові слова:* Зубчаста передача, гідродинамічні втрати, потужність, швидкість обертання

Розвиток сучасного машинобудування ґрунтується на пошуках нових технічних рішень, що передбачають підвищення надійності, коефіцієнта корисної дії, навантажувальної здатності та кінематичної точності за умови одночасного зниження маси та габаритів[1]. Найбільш важливо дотримуватися цих вимог при розробках високошвидкісних (колова швидкість понад 150 м/с) та важконавантажених (потужність понад 100 МВт) зубчастих передач трансмісій енергетичних машин, втрати в яких становлять понад 1 МВт[2].

Як свідчать попереджені дослідження, експлуатація високошвидкісних зубчастих передач в значній мірі пов'язана з втратами потужності внаслідок гідродинамічного опору масла в картері, періодичного стиснення та розширення масло-повітряної суміші в замкненому просторі між зубцями (компресорних втрат). За даними відомих досліджень при колій швидкості 80 м/с аерогідродинамічні втрати складають 70% загальних втрат при повному навантаженні (8.95 МВт) і 86% при 25% навантаженні. Тому визначення впливу геометричних параметрів високошвидкісних зубчастих передач на гідродинамічні втрати потужності, які в них відбуваються, а також встановлення адекватності отриманих аналітичних залежностей шляхом їх порівняння з результатами натурних експериментів є актуальним науково-технічним завданням.

За результатами математичного моделювання отримано аналітичну залежність впливу геометричних та конструктивних параметрів зубчастого колеса на втрати потужності гідродинамічного опору обертанню:

$$P_{\Gamma} = 0.5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_k^{\Gamma} + C_T + C_{nep}), \quad (1)$$

де  $\rho_m$  – густина масла,  $\omega_i$  – кутова швидкість,  $r_i$  – радіус діляльного кола зубчастого колеса,  $C_k^{\Gamma}$  – безрозмірний момент сили Коріолісового прискорення при занурюванні зубчастого колеса в масляну ванну;  $C_T$  – безрозмірний момент сил гідродинамічного опору тертя масла по торцевій поверхні зубчастого колеса,  $C_{nep}$  – безрозмірний момент опору обертанню зубчастого колеса під дією в'язкого тертя на периферії зуба.

З метою експериментального дослідження впливу геометричних характеристик на втрати потужності внаслідок гідродинамічного опору масла в картері зубчастої передачі була виготовлена установка, основними елементами якої є електродвигун постійного току, пасова передача з передаточним відношенням 2.5 та заповненого маслом картеру. Для вимірювання втрат потужності було використано наступне рівняння:

$$P_{вт} = U_{pз} \cdot I_{pз} - U_{pn} \cdot I_{pn} - R_p (I_{pз}^2 - I_{pn}^2) - 2 \cdot U_{шед} \cdot (I_{pз} - I_{pn}), \quad (2)$$

де  $U_{pз}$ ,  $I_{pз}$  – напруга та сила току в обмотці ротора при заповненому маслом картері передачі;  $U_{pn}$ ,  $I_{pn}$  – напруга та сила току в обмотці ротора при незаповненому маслом картері передачі;  $R_p$  – опір обмотки ротора;  $U_{шед}$  – падіння напруги між міддю та графітом на щітках електродвигуна.

На рис. 1 наведено порівняльний аналіз результатів розрахунку втрат потужності внаслідок дії сил гідродинамічного опору по залежності (1) і експериментальних досліджень (2) [3]. Експерименти проводилися з великим числом зубчастих коліс з геометричними параметрами, що змінюються в широкому діапазоні (модуль 1,5 – 5 мм, ширина зубчастого вінця 14 – 24 мм; число зубів 20 – 102, частота обертання зубчастого колеса від 1000 – 7000 хв.<sup>-1</sup>; відносний рівень заповнення масляної ванни від 0 до 1; в'язкість масла 15 сСт – 131 сСт), і при різних відносних глибинах занурення коліс у масляну ванну. На рис. 1 відносна глибина занурення становила 0.55.

Порівняльний аналіз результатів розрахункових і експериментальних досліджень показав, що запропонована методика розрахунку втрат потужності внаслідок гідродинамічного опору масляної ванни обертанню зубчастого колеса дає результати близькі до експериментальних даних.

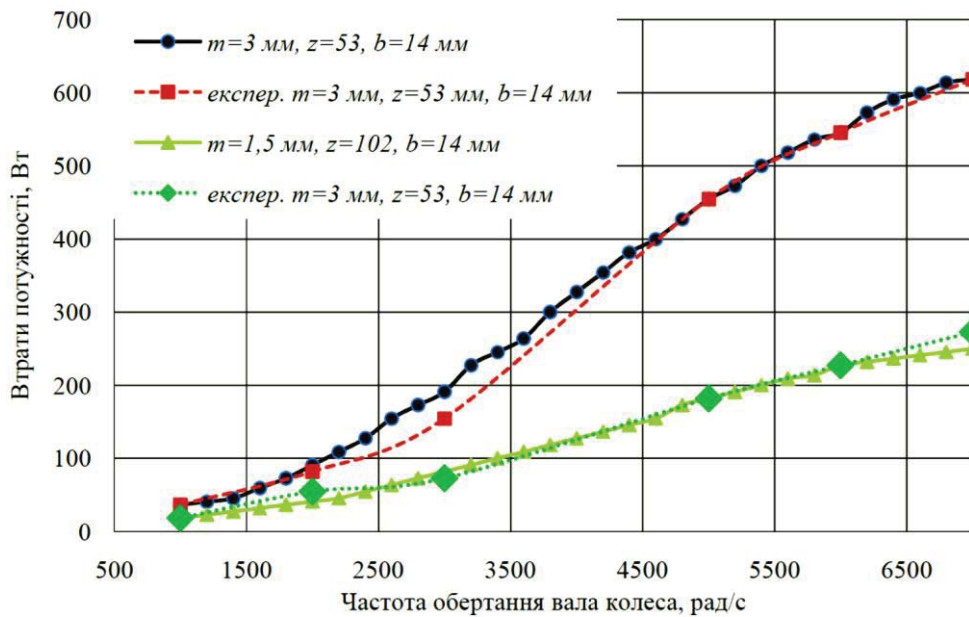


Рис. 1 - Порівняння результатів розрахунку втрат потужності гідродинамічного опору обертанню зубчастого колеса в масляній ванні з експериментальними даними.

При цьому проведений аналіз сил, що діють на змащувальну рідину між зубцями вказує на наявність двох режимів руху масла у западинах колеса при його зануренні в масляну ванну, які характеризуються співвідношенням відцентрових, гравітаційних, гідростатичних сил та сил в'язкості і Коріоліса. Межа цих режимів визначається критичним значенням числа Рейнольдса  $Re_{кр}$ . За умови  $Re < Re_{кр}$  сили в'язкості перевищують відцентрові та гравітаційні сили, і масло утримується в западинах. За іншої умови западина лишається частково заповненою.

Досліджено залежність критичного числа Рейнольдса від геометричних параметрів зубчастого колеса та глибини його занурення в масляну ванну. Встановлено, що кількість масла у западинах залежить не тільки від частоти обертання колеса, але і від площі торцевого перерізу западини, що визначається геометричними параметрами колеса та величиною торцевих зазорів (рис. 2). При зменшенні торцевих зазорів менше їх критичних значень визначальною стає площа торцевого зазору.

Аналіз розрахунково-теоретичних результатів показав: що зміни гідродинамічних втрат зубчастої передачі, при занурюванні в масляну ванну, при швидкостях близьких до 4000 об/хв визначаються законом кубічної параболи [3]; подальше збільшення швидкості обертання призводить до зменшення кількості масла в западинах зубчастого колеса (порушується масовий баланс: кількість масла яке викидається із западини відцентровими силами більша, чим кількість масла яке надходить до западини через торці); при значних швидкостях обертання (5000 - 7000 об/хв.) кількості масла в западині зменшується та відповідно зменшуються втрати на гідродинамічний опір колеса в масляній ванні.

Задовільне співпадіння результатів (похибка експериментального дослідження не перевищує 12%) теоретичних та експериментальних досліджень [4] дозволяє рекомендувати отримані аналітичні залежності для практичних розрахунків високошвидкісних зубчастих передач, а саме при виборі значень торцевих зазорів та раціонального розташування коліс у просторі.

За попередніми оцінками використання рекомендацій дозволить зменшити втрати потужності внаслідок гідродинамічного опору до 50 %.

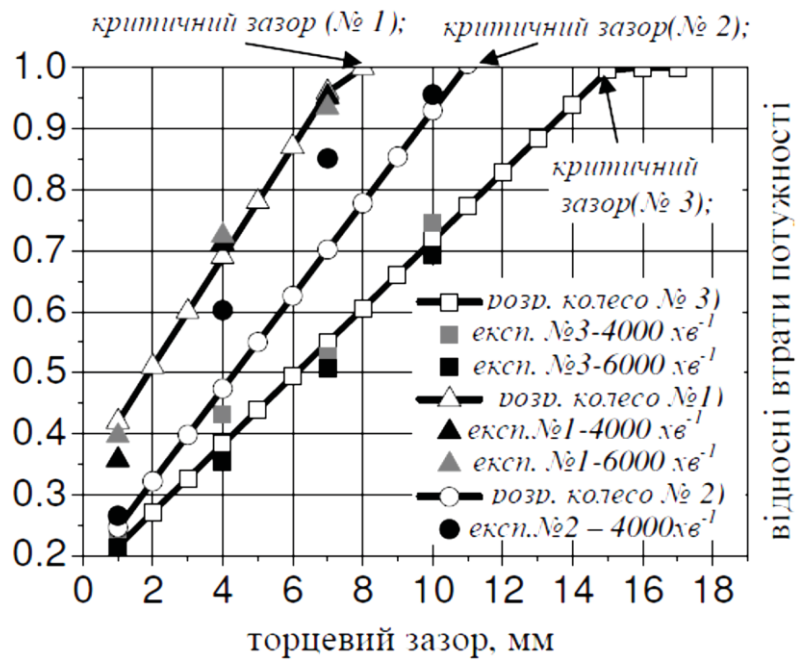


Рис. 2 - Графік втрат потужності внаслідок гідродинамічного опору залежно від торцевого зазору

**Список використаних джерел:**

1. Stavitskiy V., Nosko P., Fil P., Karpov O., Velichko M., Load-independent power losses of gear systems: a review. ТЕКА. Commission of motorization and power industry in agriculture. - Poland, Lublin: Polish Academy of Sciences, 2010. – Vol.XB, P. 205-259.
2. Ставицький В.В., Носко, П.В. Філь, Энергетическая эффективность высокоскоростных зубчатых передач – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В. Даля, 2013. – С. 225.
3. Blok H. Hydrodynamics effects on friction in rolling with slippage. // Biolwelle Joseph B. Rolling contact phenomena. – Amsterdam: Elsever. – 1962.
4. V. Stavitskiy, O. Bashta, P. Nosko, G. Boyko, A. Golovin, N. Stebeletska, Power losses of gear systems. / Проблеми тертя та зношування. – 2017. – 4 (77). – pp.84 – 93.

УДК 532.54.013.2

Яхно<sup>1</sup> О.М., д.т.н., проф., Гнатів<sup>2</sup> Р.М., д.т.н., доц.

1- НТУУ “Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського”, м. Київ, Україна

2- НУ “Львівська політехніка”, м. Львів, Україна

**СТРУКТУРА ПОТОКУ ТА ДОТИЧНІ НАПРУЖЕННЯ НА СТІНЦІ В ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРУБАХ ЗА СПОВІЛЬНЕНИХ ТЕЧІЙ**

В роботі представлені результати експериментальних досліджень сповільненого руху рідини в циліндричній трубі та вплив цього руху на формування епіюр швидкості. Отримано результати про зміну двох складових швидкості за різних режимів сповільнення. Ці дані порівняні та проаналізовані з отриманими результатами про зміну дотичних напружень на стінці. Для визначення локальних характеристик цього нестационарного потоку застосовувалася термоанемометрична апаратура фірми "DISA".

На основі досліджень встановлено, що за сповільнених течій в пристінній ділянці виникає шар, який характеризується появою тангенціальної швидкості. Визначені з експериментальних даних градієнти швидкості поблизу стінки трубопроводу підтверджують правильність вимірюваних дотичних напружень на стінці.

Ключові слова: неусталений, нестационарний, рух рідини, структура потоку.