

daktsiya fiziko-matemeticheskoy literatury izdatel'stva "Nauka" Publ., 1978. 736 p.

10. Hung R. J., Pan H. L., Leslie F. W. Fluid system angular momentum and moment fluctuations driven by gravity gradient or gravity jitter in micro-gravity. *J. Flight Sci. Space Res* 1994. 1994, vol. 18, pp. 195–202.
11. Kozhushko A. P., Grigoriev A. L. Matematychnе modelyuvannya nyz'kочastotnykh kolyvan' v "yazkoyi ridyny v goryzontal'niy yemnosti z vil'noyu poverkhneyu [Mathematical modeling of low-frequency oscillations of viscous fluid in horizontal container with free surface]. *Visnyk NTU «KhPI»*. Seriya : Matematychnе modelyuvannya v tekhniysi ta tekhnologiyakh [Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series : Mathematical modeling in engineering and technologies]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2018, vol. 3 (1279), pp. 41–51.
12. Kozhushko A. P., Grigoriev A. L. Modelyuvannya pov'yazanykh kolyvan' kolisnoho traktora ta tsysterny z ridynoyu na pryamomu shlyakhu zi skladnym rel'yefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk NTU «KhPI»*. Seriya : Matematychnе modelyuvannya v tekhniysi ta tekhnologiyakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, vol. 27 (1303), pp. 34–61.
13. Kozhushko A. P., Naboka O. O., Grigoriev A. L. Spektral'ni efekty ta teoremy pro vlastyivosti puchka symetrychnykh matryts' v zadachakh dynamiky skladnykh mekhanichnykh system [Spectral effects and theorems on symmetric matrix bundle spectrum properties in composite mechanical system dynamical problems]. *Visnyk NTU «KhPI»*. Seriya : Matematychnе modelyuvannya v tekhniysi ta tekhnologiyakh [Bulletin of the National Technical Univer "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2019, vol. 8 (1333), pp. 214–223.

Received (надійшла) 05.09.2019

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Кожушко Андрій Павлович (Кожушко Андрей Павлович, Kozhushko Andriy Pavlovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com.

**Григор'єв Олександр Львович (Григорьев Александр Львович, Grigoriev Alexander L'vovich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: kpi.mmtt@gmail.com.

**Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris Ivanovich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

УДК 62-585.2

**Ю. М. КУХТЕНКОВ, Є. С. КРУПА**

#### ДО ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ КОМПЛЕКСНОГО ГІДРОТРАНСФОРМАТОРА

Комплексні гідротрансформатори поєднують найкращі властивості гідротрансформатора та гідромуфти і широко використовуються в різних областях техніки: в автомобілебудуванні, тракторобудуванні, в тепловозобудуванні; в транспортному машинобудуванні, в бурових установках для нафтогазових промислів та ін. Вони забезпечують: плавну автоматичну зміну крутного моменту і частоти обертання веденого валу, отже, і швидкості транспортних машин, а в бурових установках – збільшення механічної швидкості проходки; збільшення терміну експлуатації машин завдяки гасінням динамічних навантажень від двигуна і від трансмісії; роботу машини з кращими енергетичними показниками; підвищують надійність і роблять простішим управління машинами. Розрахунок гідротрансформатора може бути двох типів. Перший тип – розрахунок за законами подібності – перерахунок із добре діючого зразка на задані параметри – потужність  $N$ , кВт; оберти насосного колеса  $n$ , об/хв при досягненні необхідного ККД. Цей розрахунок більш швидкий за часом і гарантує швидке отримання гарних результатів; розрахунок нового гідротрансформатора, якщо не має прототипу. При цьому закладається умова забезпечення необхідної форми зовнішніх характеристик і визначення основних геометричних і кінематичних параметрів гідротрансформатора. Другий тип – це проектування нового гідротрансформатора, пов'язане з розрахунком його зовнішніх характеристик, гідродинамічним розрахунком і графічними побудовами проточної частини з використанням ЕОМ. Для реалізації завдань зазначених етапів на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ» створено математичну модель та пакет програм, який складається із: програми для розрахунку зовнішніх характеристик і гідродинамічного розрахунку; програми розрахунку і побудови форми проточної частини гідротрансформатора – визначення кінематичних і геометричних параметрів на середній лінії струму, підготовки даних і побудови кола циркуляції; програми профілювання лопаток робочих коліс гідротрансформатора – розрахунку геометричних і кінематичних параметрів на граничних лініях струму – побудови скелетних ліній лопаток робочих коліс на поверхні тора і чаші проточної частини; програми розрахунку профілів кінцевої товщини. Наведено опис методів побудови кола циркуляції і профілювання лопаток робочих коліс гідротрансформатора.

**Ключові слова:** комплексний гідротрансформатор, проточна частина, режимні параметри гідротрансформатора, математична модель, зовнішні характеристики, лопатка робочого колеса, коло циркуляції, коефіцієнт корисної дії.

**Ю. М. КУХТЕНКОВ, Є. С. КРУПА**

#### К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПЛЕКСНОГО ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Комплексные гидротрансформаторы сочетают лучшие свойства гидротрансформатора и гидромуфты и широко используются в различных областях техники: в автомобилестроении, тракторостроении, в тепловозостроении; в транспортном машиностроении, в буровых установках для нефтегазовых промыслов и др. Они обеспечивают: плавную автоматическую смену крутящего момента и частоты вращения ведомого вала, следовательно, и скорости транспортных машин, а в буровых установках приводят к увеличению механической скорости проходки;

© Ю. М. Кухтенков, Є. С. Крупа, 2019

увеличение срока эксплуатации машин происходит благодаря гашению динамических нагрузок от двигателя и от трансмиссии; работу машины с лучшими энергетическими показателями; повышают надежность и делают проще управление машинами. Расчет гидротрансформатора может быть двух типов. Первый тип – расчет по законам подобия – перерасчет с хорошего действующего образца на заданные параметры – мощность  $N$ , кВт; обороты насосного колеса  $n$ , об/мин при достижении необходимого КПД. Этот расчет более быстрый по времени и гарантирует быстрое получение хороших результатов; расчет нового гидротрансформатора, если нет прототипа. При этом закладывается условие обеспечения необходимой формы внешних характеристик и определения основных геометрических и кинематических параметров гидротрансформатора. Второй тип – это проектирование нового гидротрансформатора, связанное с расчетом его внешних характеристик, гидродинамическим расчетом и графическими построениями проточной части с использованием ЭВМ. Для реализации задач указанных этапов на кафедре гидромашин НТУ «ХПИ» создана математическая модель и пакет программ, состоящий из: программы для расчета внешних характеристик и гидродинамического расчета; программы расчета и построения формы проточной части гидротрансформатора – определение кинематических и геометрических параметров на средней линии тока, подготовки данных и построения круга циркуляции; программы профилирования лопаток рабочих колес гидротрансформатора – расчета геометрических и кинематических параметров на предельных линиях тока – построения скелетных линий лопаток рабочих колес на поверхности тора и чаши проточной части; программы расчета профилей конечной толщины. Описаны методы построения круга циркуляции и профилирования лопаток рабочих колес гидротрансформатора.

**Ключевые слова:** комплексный гидротрансформатор, проточная часть, режимные параметры гидротрансформатора, математическая модель, внешние характеристики, лопатка рабочего колеса, круг циркуляции, коэффициент полезного действия.

**YU. M. KUKHTENKOV, E. S. KRUPA**

### TO THE QUESTION OF THE DESIGN OF THE FLOW PART OF AN INTEGRATED TORQUE CONVERTER

Integrated torque converters combine the best properties of the torque converter and hydraulic clutches and are widely used in various fields of technology such as the automotive, tractor, diesel locomotive building; transport engineering, drilling rigs for oil and gas fields, etc. They provide a smooth automatic change of the torque and speed of the driven shaft, and hence the speed of the transport machines, an increase of the mechanical speed of penetration in drilling rigs, durability of the machine due to the quenching of dynamic loads from the engine and transmission, the work of the machine with the best energy performance, increase reliability and make it easier to control the machines. Calculation of a torque converter can be of two types. The first one is calculation by the laws of similarity, i.e. recalculation of a good working sample for specified parameters such as power  $N$ , kW, pump wheel speed when the required efficiency is reached. This calculation is faster in time and guarantees fast achievement of good results, as well as calculation of the new torque converter if there is no prototype. In this case, a condition is set to ensure the necessary form of the external characteristics and to determine the main geometric and kinematic parameters of the torque converter. The second type of calculation consists in designing a new torque converter, in particular calculating its external characteristics, hydrodynamic calculation and graphic construction of the flow part using a computer are considered. To implement the tasks of these stages, a software package has been created at the Hydraulic Machines Department of NTU «KPI», consisting of a program for calculating external characteristics and hydrodynamic calculation, programs for calculating and building the flow section of the torque converter – determining the kinematic and geometric parameters on the middle line of the current, preparing data and building a circle of circulation, programs for profiling the impeller blades of the torque converter – calculating geometrical and kinematic parameters on the current limiting lines – building skeletal lines for the blades of impellers on the surface of the torus and the bowl of the flow part, programs for calculating the finite thickness of the profiles. Methods for constructing a circle of circulation are given and profiling of blades for impellers of a torque converter is described.

**Key words:** integrated torque converter, flow part, operating parameters of the torque converter, mathematical model, external characteristics, impeller blade, circulation circle, efficiency.

**Вступ.** Однією з найбільш складних частин гідромеханічної коробки передач є комплексний гідродинамічний трансформатор крутного моменту. Він являє собою гідродинамічну машину, здатну автоматично перетворювати крутний момент двигуна в залежності від навантаження на вихідному валу. Тому автоматизований розрахунок геометричних і кінематичних параметрів гідротрансформатора на основі існуючих математичних моделей рівняння балансу гідравлічної енергії є важливим інженерним завданням [1 – 8].

**Математична модель.** У загальному випадку рівняння балансу гідравлічної енергії [1 – 8] представляється як різниця напорів насосного  $H_1$  та турбінного  $H_2$  коліс, яка дорівнює сумі гідравлічних втрат  $h_{\text{гмп}}$ :

$$H_1 - H_2 = \sum h_{\text{гмп}} \quad (1)$$

Рівняння балансу енергії в безрозмірному вигляді встановлює зв'язок між геометричними, кінематичними й енергетичними параметрами гідротрансформатора:

$$\left\{ 2(1 - \eta_{\Gamma}^*) \Delta \bar{\Gamma}_1^* + 2K_z (1 - i^*) - A + \rho_{2,2}^2 i^{*2} B \right\} \bar{\varphi}^2 - 2 \left\{ \Delta \bar{\Gamma}_1^* + K_z (1 - i^*) - A - \left[ \eta_{\Gamma}^* \Delta \bar{\Gamma}_1^* - \rho_{2,2}^2 i^{*2} (B - 1) \right] \frac{i}{i^*} \right\} \bar{\varphi} - \left\{ A - \rho_{2,2}^2 i^{*2} (B - 2) \right\} = 0, \quad (2)$$

де використані позначення:  $A = 2K_z - \left( \frac{K_z}{\rho_{1,2}} \right)^2 - \rho_{1,1}^2$ ;  $B = \left( \frac{\rho_{1,2}}{\rho_{2,2}} \right)^2 + \left( \frac{\rho_{2,2}}{\rho_{1,3}} \right)^2$ .

У цих виразах:  $\eta_{\Gamma}^*$  – гідравлічний коефіцієнт корисної дії;  $\Delta \bar{\Gamma}_1^*$  – безрозмірна різниця циркуляцій на виході з насосного колеса;  $K_z$  – коефіцієнт, що враховує скінченне число лопаток насосного колеса;  $i$  – передавальне відношення на поточному режимі;  $i^* = i_{\text{зад}}^* - \Delta i$  – розрахункове передавальне відношення (яке відповідає режиму нерозрахункового входу на лопатки), де  $i_{\text{зад}}^*$  – передавальне відношення, яке задано замовником і відповідає  $\eta_{\text{max}}$ ,  $\Delta i = 0,5 - 1,0$ ;  $\rho_{1,1}$ ,  $\rho_{1,2}$ ,  $\rho_{1,3}$  – відносні радіуси вхідних кромок на середній лінії

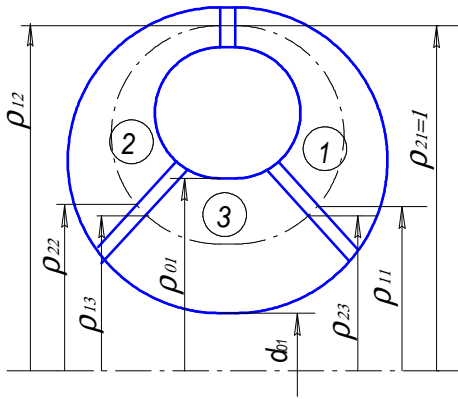


Рис. 1 – Коло циркуляції гідротрансформатора.

Значення витрати насосного колеса на розрахунковому режимі:

$$Q_1^* = \frac{\pi}{4} (\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2) \cdot \varphi_{0,1}^* \cdot D_{2,1}^3 \cdot \frac{\pi \cdot n}{60}, \quad (4)$$

де  $\rho_{\max} = \frac{D_{0,1}}{D_{2,1}}$  та  $\rho_{\min} = \frac{d_{0,1}}{D_{2,1}}$  – відповідно найбільший і найменший відносні радіуси всмоктуючої воронки;

$D_{2,1}$  – діаметр на виході з насосного колеса.

До основних параметрів зовнішньої характеристики гідротрансформатора, які визначають спільну роботу з двигуном і трансмісією транспортного засобу, відносять:

– значення відносних моментів на насосному  $\bar{M}_1$ , турбінному  $\bar{M}_2$  колесах:

$$\bar{M}_1 = \left[ \frac{K_z}{\Delta \Gamma_1^*} - \left( \frac{K_z}{\Delta \Gamma_1^*} - 1 \right) \bar{\varphi} \right] \bar{\varphi}, \quad (5)$$

$$\bar{M}_2 = \left[ \frac{K_z i^*}{\eta_{\Gamma}^* \Delta \Gamma_1^*} + \left( 1 - \frac{K_z i^*}{\eta_{\Gamma}^* \Delta \Gamma_1^*} + \frac{\rho_{2,2}^2 i^{*2}}{\eta_{\Gamma}^* \Delta \Gamma_1^*} \right) \bar{\varphi} - \frac{\rho_{2,2}^2 i^{*2}}{\eta_{\Gamma}^* \Delta \Gamma_1^*} \frac{i}{i^*} \right] \bar{\varphi}, \quad (6)$$

де  $\Delta \Gamma_1^*$  – безрозмірна різниця циркуляції насосного колеса на розрахунковому режимі;

– гідравлічний коефіцієнт трансформації:

$$k_{\Gamma} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{N_2 \omega_1}{N_1 \omega_2} = \frac{\eta_{\Gamma}}{i}, \quad (7)$$

де  $\omega_1$  – частота обертання насосного колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\omega_2$  – частота обертання турбінного колеса;  $N_1$  – потужність на насосному колесі, кВт;  $N_2$  – потужність на турбінному колесі, кВт;  $\eta_{\Gamma}$  – гідравлічний коефіцієнт корисної дії (ККД) трансформатора;  $\eta_{\Gamma}^*$  – ККД на розрахунковому режимі;  $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  – передавальне відношення трансформатора;

–  $\bar{\eta}_{\Gamma}$  – відносний ККД гідротрансформатора:

$$\bar{\eta}_{\Gamma} = \frac{i \bar{M}_2}{i^* \bar{M}_1},$$

– коефіцієнт прозорості  $\Pi$ :

$$\Pi = \frac{\bar{M}_{1,0}}{\bar{M}_{1,m}}, \quad (8)$$

де  $\bar{M}_{1,0}$  – момент насосного колеса на пусковому режимі, Нм;  $\bar{M}_{1,m}$  – момент насосного колеса на муфтовому режимі, Нм.

Перерахунок відносної характеристики до розмірної здійснюється на підставі рівняння потужності гідротрансформатора:

$$N_1^* = 1,15 \cdot 10^{-8} \cdot (\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2) \cdot \gamma \cdot \varphi_{0,1}^* \cdot \Delta \Gamma_1^* \cdot D_{2,1}^5 \cdot n_1^3, \quad (9)$$

де  $\gamma$  – питома вага робочої рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;  $n_1$  – оберти насосного колеса,  $\text{хв}^{-1}$ .

Рівняння балансу і рівняння для розрахунку основних параметрів зовнішньої характеристики (5) – (9) є ма-

струму насосного колеса, турбінного колеса і реактора відповідно (рис. 1);  $\rho_{2,2}$  – відносний радіус вихідної кромки турбінного колеса;  $\bar{\varphi}$  – відносна витрата ( $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi^* = c_m / c_m^* = Q / Q^*$ ), відношення коефіцієнтів швидкості, меридіональних швидкостей або витрат на поточному та розрахунковому режимі.

Визначення меридіональної швидкості в насосі  $c_{m2,1}^*$ , м/с проводиться за рівнянням:

$$c_{m2,1}^* = U_{2,1} \cdot \varphi_{0,1}^*, \quad (3)$$

де  $\varphi_{0,1}^*$  – коефіцієнт безрозмірної меридіональної швидкості на вході у всмоктувальну воронку насоса;  $U_{2,1}$  – окружна швидкість на виході з насосного колеса.

тематичною моделлю робочого процесу гідротрансформатора. Побудову зовнішніх характеристик при заданні основних параметрів на ЕОМ реалізовано в програмі «TRANS\_2.exe» [4] к.т.н. Бондаренко А. В. Зараз ця програма доведена до отримання вихідних даних у графічному вигляді (рис. 2).

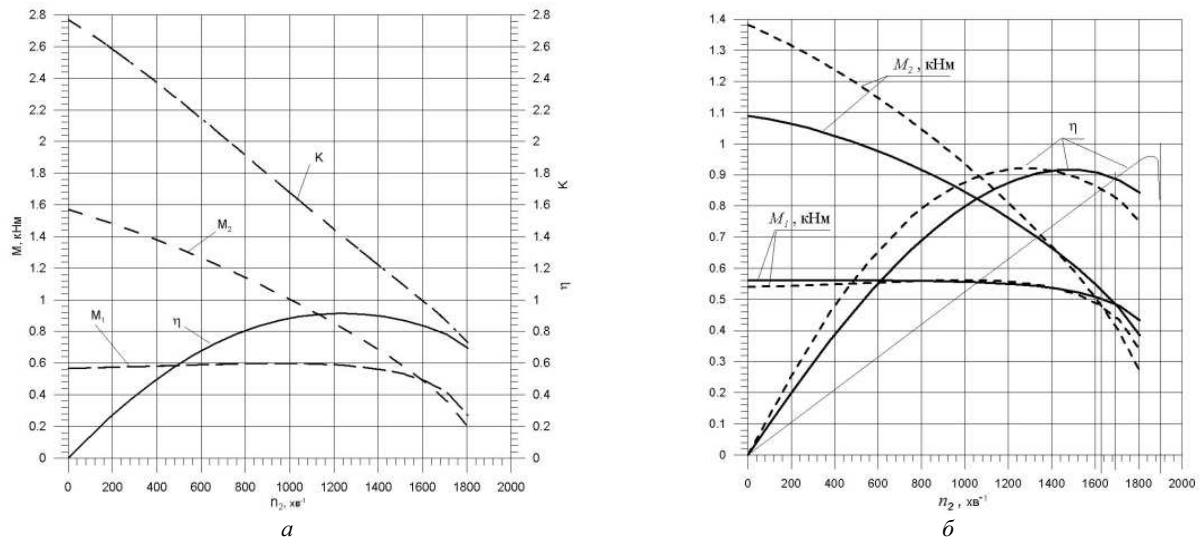


Рис. 2 – Зовнішні характеристики гідротрансформатора: а – відносна; б – розмірна.

**Розрахунок і побудова меридіональної проекції проточної частини.** Проточна частина гідротрансформатора є порожниною, що знаходиться між двома *тороїдальними поверхнями*: *тором* (внутрішнім обрисом) і *чашею* (зовнішнім контуром). Меридіанний перетин цієї порожнини називається *колом циркуляції*, зображення якого наведено на рис. 3. Габаритні розміри кола циркуляції в радіальному напрямку обмежуються величиною  $d_{0,1}$ , і величиною активного діаметра, що визначається за результатами розрахунку  $D_a = D_{2,1} + b_{2,1}$ . Один з граничних обрисів кола циркуляції повинен бути заданий (бажано симетрично щодо вертикальної осі, перпендикулярної до осі гідротрансформатора), інший – побудований за результатами визначення та проміжних значень з дотриманням умов. За технологічними міркуваннями доцільно ставити обрис чаші у вигляді кола. Через симетрії досить будувати верхню, по відношенню до осі трансформатора, половину меридіональної проекції проточної частини, а також одну з половин (ліву чи праву), по відношенню до вертикальної площини симетрії, кола циркуляції. Побудова проточної частини гідротрансформатора виконується на ЕОМ за допомогою програми GEOM.exe [4]. Програма GEOM.exe розраховує геометричні параметри кола циркуляції комплексного гідротрансформатора. У програмі GEOM.exe передбачена візуалізація гідродинамічного розрахунку. На екрані дисплея можна спостерігати обриси кола циркуляції з метою переконатися в їх плавності. Така візуалізація, як приклад, показана на рис. 3. Наведемо покроково побудову кола циркуляції і інших складових з використанням графічного редактора Kompas 3D:

– створити (Ctrl+N), «креслення», «сервіс», «параметри», «параметри першого аркуша», «формат», «стандартний А-1 горизонтальний», «ОК»;

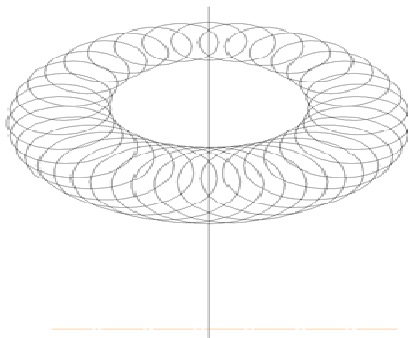


Рис. 3 – Демонстрація плавності контурів кола циркуляції.

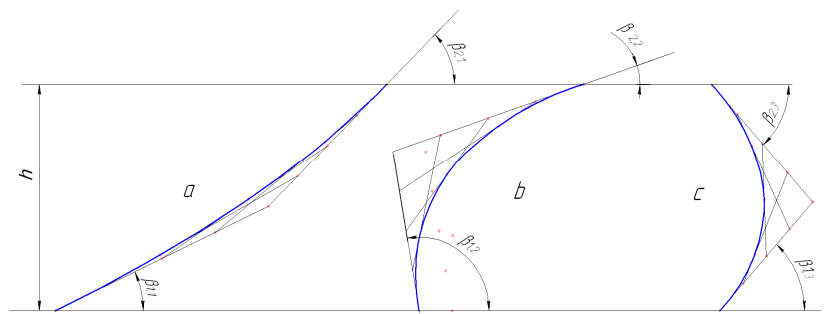


Рис. 4 – Скелетні лінії профілів в розгортці на площину: а – насоса; б – турбіни; с – реактора.

– нанести горизонтальну вісь обертання коліс гідротрансформатора і вертикальну вісь симетрії. На вертикальній осі відкласти розмір і провести коло радіуса;

– розбити коло на 18 частин. Провести промені через точки розбиття, що відповідає прийнятому в розрахунку інтервалу  $20^\circ$ . На кожному промені правої половини кола від точок розбиття відкласти розміри, довжина яких відповідає значенням кута від  $90^\circ$  до  $-90^\circ$ . Отримані точки виділити і скопіювати симетрично щодо вертикальної осі симетрії. Через отримане таким чином сімейство точок провести *криву Без'є*, яка є середньою лінією

єю кола циркуляції;

– через точки на середній лінії правої половини кола циркуляції провести дотичні і щодо них симетрично відобразити відповідні точки; отримані точки виділити і скопіювати симетрично щодо вертикальної осі симетрії кола циркуляції. Через отримане таким чином сімейство точок провести криву Без'є, яка є внутрішньою межею кола циркуляції;

– видалити ліву частину отриманого тимчасового кола циркуляції, провести нову вісь симетрії, відступивши вліво на половину необхідного зазору між насосним і турбінним колесом і, щодо неї, скопіювати праву частину рисунка. Таким чином, ми отримуємо коло циркуляції з зазором між насосним і турбінним колесом. З'єднати «розрізані» криві відповідними за товщиною і стилем відрізками прямих. Відкласти від осі обертання відстані до вхідних і вихідних кромek на середній лінії, провести через отримані точки відрізки прямих, відповідні крайкам, проставити всі необхідні розміри;

– у правій частині листа будуюмо графік розподілу циркуляції по колесах гідротрансформатора, умовно відобразивши середню лінію кола циркуляції уздовж вертикальної осі, починаючи з насоса. Величини циркуляцій будуюмо в масштабі, використовуючи дані попередніх розрахунків;

– використовуючи дані про кути входу і виходу лопаток коліс на середній лінії струму кола циркуляції, будуюмо решітки скелетних ліній довільної ширини. Вхідні кути відкладаємо на нижній кромці решітки, а вихідні – на верхній. Поєднавши точки на вхідній кромці з точками на вихідній кромці за допомогою плавної кривої, одержимо форми скелетних ліній коліс гідротрансформатора (рис. 4);

– побудова трикутників швидкостей на вхідних і вихідних крайках лопаток на середній лінії струму виконуємо за даними про компоненти абсолютної швидкості в цих точках.

**Профілювання лопаток робочих коліс комплексного гідротрансформатора.** У практиці проектування гідротрансформаторів з радіальними турбінами використовується спрощений метод профілювання лопаток, а саме – за середньою лінією каналу. Кромки лопаток виконують паралельними осі обертання. Тому кут лопатки уздовж кожної кромки приймають однаковим, рівним куту лопатки на середній лінії струму.

У комплексних гідротрансформаторах кромки лопаток робочих коліс внаслідок круглої або овальної форми кола циркуляції розташовані не паралельно осі, а похило, тому в різних точках крайок (особливо на крайніх лініях струму) окружні швидкості істотно відрізняються. Різні значення мають також окружні складові абсолютної швидкості  $c_{ui,j}$ . Ці обставини призводять до необхідності розраховувати кути лопаток  $\beta_{i,j}$  на різних лініях струму для розрахунку і побудови профілів.

Для побудови трикутників швидкостей на крайніх лініях струму, на поверхні чаші і тора, слід визначити всі складові швидкостей в точках перетину кромek коліс з цими поверхнями на меридіанній проекції кола циркуляції. Спочатку з креслення кола циркуляції (меридіанній проекції) визначаються діаметри крайок коліс на поверхнях чаші і тора (відповідно  $D_{ci,j}$  і  $D_{Ti,j}$ ) і обчислюються (для робочих коліс) окружні швидкості:

$$u_{ci,j} = \frac{D_{ci,j}}{2} \omega_j.$$

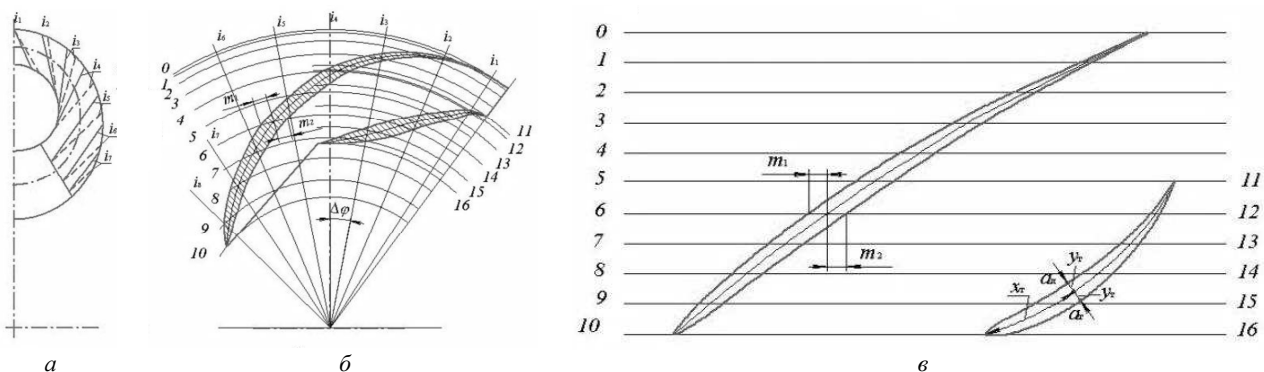


Рис. 5 – Профілювання лопатки насосного колеса гідротрансформатора:  
а – меридіональна проекція; б – план лопатки; в – конформна діаграма лопатки кінцевої товщини.

Далі з припущення  $c_u r = \text{const}$  уздовж крайок коліс перераховуються окружні складові абсолютної швидкості на лініях струму чаші і тора за значеннями цих складових на середній лінії каналу:

$$c_{uqi,j} = c_{ui,j} \frac{D_{i,j}}{D_{ci,j}}, \quad c_{uTi,j} = c_{ui,j} \frac{D_{i,j}}{D_{Ti,j}}.$$

Меридіональну складову абсолютної швидкості  $c_m$ , як і раніше, приймаємо постійною і однаковою на всіх крайках лопатей. Кути входу і виходу на скелетних лініях можна обчислити за формулою, яка може бути отримана з трикутників швидкостей:

- для поверхні чаші –  $\beta_{\text{ч}i,j} = \arctg \frac{c_m}{u_{\text{ч}i,j} - c_{u\text{ч}i,j}}$  ;
- для поверхні тору –  $\beta_{\text{Т}i,j} = \arctg \frac{c_m}{u_{\text{Т}i,j} - c_{u\text{Т}i,j}}$

Алгоритм розрахунку геометричних і кінематичних параметрів за вище наведеними рівняннями реалізований в програмі «TOR\_ЧАША.exe» [4]. За допомогою програми «PROFILIR.exe» [4] виконується розрахунок товщини профілів. На рис. 5 представлений приклад профілювання лопатки насосного колеса, що включає меридіональну проекцію з радіальними перерізами, план лопатки, профілі кінцевої товщини.

**Перспективи подальших досліджень.** Автори вважають перспективними шляхи дослідження, які пов'язані з використанням уточненого розв'язку рівняння балансу енергії ГТР за рахунок введення коефіцієнтів кінцевого числа лопаток турбінного колеса –  $K_{zT}$  та реактора –  $K_{zP}$ , а також завданням коефіцієнтів ударних втрат  $\psi = f(i)$  для кожного з робочих коліс на основі апроксимації експериментальних даних поліномами 2-го рівня:  $\psi = 0,2$  при  $i = i^*$ ,  $\psi = 2 - 2,5$  при  $i = 0$ ,  $i = 1$ .

**Висновки:** Геометричні і кінематичні параметри комплексного гідротрансформатора, його зовнішні характеристики, побудовані в процесі проектування, свідчать, що запропонована математична модель і методика проектування на ЕОМ дають можливість отримати комплексний гідротрансформатор, який має гарні енергетичні властивості та високий ККД.

Наведено опис методики побудови кола циркуляції і профілювання лопаток робочих коліс комплексного гідротрансформатора за допомогою пакета прикладних програм, що розроблені на кафедрі «Гідравлічні машини» НТУ «ХПІ» [10]. Даний пакет програм дозволяє успішно проектувати високоефективні проточні частини гідротрансформаторів на ЕОМ.

#### Список літератури

1. Schweitzer J., Gandham J. Computational Fluid Dynamics in Torque Converters : Validation and Application // International Journal of Rotating Machinery. – 2003. – № 9. – P. 411 – 418.
2. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи. – Ленинград : MashGiz, 1963. – 272 с.
3. Неня В. Г., Кухтенков Ю. М. Влияние угла выхода лопатки насосного колеса на параметры внешней характеристики гидротрансформатора // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2009. – № 4/10(40). – С. 55 – 57.
4. Бондаренко А. В., Зав'ялов П. С., Кухтенков Ю. М. Розрахунок і проектування проточної частини комплексного гідротрансформатора : навч. посіб. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 52 с.
5. Веретенников А. И., Соловьев В. М., Стримовский С. В., Толстолуцкий В. А., Кошман В. А. Математическая модель рабочего процесса гидротрансформатора // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків, 2010. – №3. – С. 50 – 56.
6. Топольник Р. А., Котельников С. Н. Оценка влияния характеристик гидротрансформатора на параметры разгона боевой машины // Известия ТулГУ. Техн. Науки. – 2017. – Вып. 7. – С. 286 – 298.
7. Соловьев В. М., Зав'ялов П. С., Толстолуцкий В. А., Подвойский Ю. А., Имитер А. П. Экспериментальное исследование внешних характеристик комплексного гидротрансформатора с модифицированным колесом реактора // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011. – № 4/8(53). – С. 51 – 55.
8. Зав'ялов П. С., Соловьев В. М., Подвойский Ю. А. Численное моделирование потока в решетке реактора гидротрансформатора // Пробл. машиностроения. – 2009. – Т. 12. – № 3. – С. 11 – 21.

#### References (transliterated)

1. Schweitzer J., Gandham J. Computational Fluid Dynamics in Torque Converters : Validation and Application. *International Journal of Rotating Machinery*. 2003, no. 9, pp. 411–418.
2. Aleksapol'skiy D. Y. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Leningrad, Mashgiz Publ., 1963. 272 p.
3. Neny V. G., Kukhtenkov Y. M. Vliyaniye ugla vykhoda lopatki nasosnogo kolesa na parametry vneshney kharakteristiki gidrotransformatora [Influence of the exit angle of the impeller blade on the parameters of the external characteristics of the torque converter]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]. 2009, no. 4/10(40), pp. 55–57.
4. Bondarenko A. V., Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Y. M. *Rozrakhunok i proektuvannya protochnoyi chastyny kompleksnogo gidrotransformatora : navch. posib.* [Calculation and design of the flow part of an integrated torque converter : textbook]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 52 p.
5. Veretennikov A. I., Solov'yov V. M., Strimovskiy S. V., Tolstolutskiy V. A., Koshman V. A. Matematicheskaya model' rabocheho protsessa gidrotransformatora [Mathematical model of the workflow of a torque converter]. *Integrovani tekhnologiyi ta energozberezhennya* [Integrated technologies and energy saving]. Kharkiv, 2010, no. 3, pp. 50–56.
6. Topol'nik R. A., Kotel'nikov S. N. Otsenka vliyaniya kharakteristik gidrotransformatora na parametry razgona boevoy mashiny [Estimation of the influence of the characteristics of a torque converter on the parameters of acceleration of a combat vehicle]. *Izvestiya TulGU. Tekhn. Nauki.* [Report of the Tula State University. Engineering]. 2017, vol. 7, pp. 286–298.
7. Solov'yov V. M., Zav'yalov P. S., Tolstolutskiy V. A., Podvoyskiy Y. A., Imiter A. P. Eksperimental'noe issledovanie vneshnikh kharakteristik kompleksnogo gidrotransformatora s modifitsirovannym kolesom reaktora [Experimental study of the external characteristics of a complex hydrotransformer with a modified reactor wheel]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]. 2011, no. 4/8(53), pp. 51–55.
8. Zav'yalov P. S., Solov'yov V. M., Podvoyskiy Y. A. Chislennoe modelirovaniye potoka v reshetke reaktora gidrotransformatora [Numerical simulation of the flow in the lattice of the reactor of a torque converter]. *Problemy mashinostroeniya* [Problems of mechanical engineering]. 2009, vol. 12, no. 3, pp. 11–21.

Надійшла (received) 06.05.2019

**Кухтенков Юрій Михайлович (Кухтенков Юрий Михайлович, Kukhtenkov Yurii Michaylovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.

**Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Евгений Сергеевич, Krupa Evgeniy Sergeevich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (095) 315-59-42; e-mail: zhekr@ukr.net.

УДК 539.01

**Е. А. НАБОКА, А. Л. ГРИГОРЬЕВ**

### УТОЧНЕННЫЕ УРАВНЕНИЯ СИНФАЗНЫХ УПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ АКТИВНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СРЕДЫ

Для описания колебаний активной механической среды, имеющей дефекты и использующей энергию гистерезисного перехода материала при его расширении в объеме дефектов, уточнена зависимость модуля Ламе всестороннего сжатия от плотности. В результате этого уточнения из известной математической модели упругого континуума выведено новое уравнение типа Клейна – Гордона для продольных колебаний среды, создающих синфазное поле изменения давления и плотности, и волновое векторное уравнение для синфазных продольно-поперечных колебаний, создаваемых неподвижными и движущимися зарядами (токами). Показано, что для этой модели плоские (или сферические) синфазные волны распространяются с одинаковой скоростью, что соответствует известному свойству физического пространства. Получена факторизация волнового векторного уравнения в форме системы уравнений Максвелла для электромагнитного поля. Указана причина стабилизации амплитуды синфазных колебаний давления и плотности среды (температурный фактор).

**Ключевые слова:** активная среда, механические колебания, гистерезис, синфазное поле, модули упругости, волновое уравнение, уравнение Клейна – Гордона, уравнения Максвелла, условие Лоренца, электромагнитное поле, потенциалы поля.

**О. О. НАБОКА, О. Л. ГРИГОР'ЄВ**

### УТОЧНЕНІ РІВНЯННЯ СИНФАЗНИХ ПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ АКТИВНОГО МЕХАНІЧНОГО СЕРЕДОВИЩА

З метою описання активного механічного середовища, що має дефекти та використовує енергію гистерезисного переходу матеріалу при його розширенні в об'ємі дефектів, уточнено залежність модуля Ламе всебічного стиснення від щільності. Як результат цього уточнення із відомої математичної моделі пружного континуума виведено нове рівняння типу Клейна – Гордона для поздовжніх коливань середовища, що утворюють синфазне поле зміни тиску та щільності, а також хвильове векторне рівняння для синфазних поздовжньо-поперечних коливань, породжених нерухомими зарядами та зарядами, що рухаються (токами). Показано, що для цієї моделі плоскі (або сферичні) синфазні хвилі розповсюджуються з однаковою швидкістю, що відповідає відомій властивості фізичного простору. Отримано факторизацію хвильового векторного рівняння у формі системи рівнянь Максвелла для електромагнітного поля. Вказано причину стабілізації амплітуди синфазних коливань тиску та щільності середовища (температурний фактор).

**Ключові слова:** активне середовище, механічні коливання, гистерезис, синфазне поле, модуль пружності, хвильове рівняння, рівняння Клейна – Гордона, рівняння Максвелла, умова Лоренца, електромагнітне поле, потенціали поля.

**O. O. NABOKA, A. L. GRIGORIEV**

### SPECIFIED EQUATIONS OF IN-PHASE ELASTIC VIBRATIONS OF ACTIVE MECHANICAL MEDIUM

The vibrations of active mechanical medium featuring defects and using the energy of the hysteresis transition of the material as it expands inside the defect volumes is described by specifying the dependence of the Lamé bulk modulus on the density. As a result of this specification a new Klein – Gordon type equation describing longitudinal vibrations of the medium, which give rise to an in-phase pressure and density variation field, as well as a vector wave equation for longitudinal and transverse vibrations generated by stationary and moving charges (currents) are derived from the well-known mathematical model of elastic continuum. For this new model the plane (or spherical) in-phase waves are shown to have the same propagation speed which is in good agreement with the known property of physical space. The vector wave equation is factorized in the form of a system of the electromagnetic field Maxwell's equations. The cause for stabilizing the amplitude of pressure and medium density vibrations is indicated (temperature factor).

**Key words:** active medium, mechanical vibrations, hysteresis, in-phase space, elasticity modulus, wave equation, Klein – Gordon equation, Maxwell's equation, Lorentz condition, electromagnetic field, field potentials.

**Введение.** Известно, что в наше время основным фактором, влияющим на темпы технического прогресса и повышение качества жизни людей, является дефицит энергии. Переход к ядерной энергетике, как показывает опыт последних лет, не является панацеей, а перспективы управляемого термоядерного синтеза в земных условиях существенно ограничены проблемами извлечения дейтерия (из морской воды) и производства трития (на ускорителях). Поэтому остаётся актуальным поиск принципиально новых источников энергии, который, на самом деле, никогда не прекращался и продолжается в наши дни. Знаменитая формула Эйнштейна [1]

$$E = c^2 \cdot m$$

© Е. А. Набока, А. Л. Григорьев, 2019