УДК 62.755

І.В. ДРАЧ
Хмельницький національний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РІДИННОГО АВТОБАЛАНСИРА: ВПЛИВ ВНУТРІШНЬОГО ТЕРТЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Застосування рідинних автобалансирів для компенсації експлуатаційних змін дисбалансу роторних систем без їх зупинки становить інтерес через відносну конструктивну простоту цих пристроїв, які є пасивними регуляторами прямої дії, що не потребують підведення енергії і системи керування для переміщення коригувальних мас. Відсутність досліджень впливу в'язкості рідини на ефективність автобалансування і обґрунтованості підбору рідини при конструюванні рідинних АБП поставило вимогу проаналізувати роботу рідинного АБП в реальній системі з врахуванням впливу властивостей рідини на ефективність процесу балансування вертикального ротора. Показано, що ефективність балансування зростає при наближенні кутової швидкості до критичної і при збільшенні зовнішнього опору; для рідинних АБП масові сили робочої рідини мають менший вплив на ефективність балансування ніж сили в'язкості.

Ключові слова: ротор, критична швидкість, дисбаланс, автоматичне балансування (самобалансування), ефективність балансування, автобалансуючий пристрій (АБП), в'язкість робочої рідини.

I.V. DRACH
Khmelnytsky National University

THE FLUID BALANCER STUDY: INFLUENCE OF THE VISCOSITY OF A LIQUID WORKING BODIES

The use of liquid auto-balancers to compensate for the operational changes in the imbalance of rotary systems without stopping them is of interest because of the relative structural simplicity of these devices, which are passive direct-acting regulators that do not require power supply and control systems to move correction masses. The experience of the study of passive auto-balancing devices (ABD) indicates that the existing theory (statements) of passive automatic balancing of the fluid is idealized and inaccurately describes the processes that occur with the working bodies during their operation. In particular, the lack of studies on the effect of liquid viscosity on the efficiency of self-balancing and the reasonableness of the selection of liquid during the construction of fluid ABD demanded to analyse the operation of liquid ABD in the real system, taking into account the influence of liquid properties on the efficiency of the vertical rotor balancing process. It is shown that the: automatic fluid balancing is effective for elastically de-formable rotors, on elastic supports ones, where there is a phase difference between the direction of force from the imbalance and the rotor deflection or the displacement of the rotor; automatic balancing with the help of liquid working bodies of different densities for the vertical rotor exists at the pre-resonance, after resonance (operating) frequencies and at resonance; the efficiency of balancing increases with the approach of the angular velocity to the critical one and with the increase of the phase angle, that is, with the increase of the external resistance; liquid density does not significantly influence the optimal filling of the ABD chamber on the process of self-balancing over the entire frequency range of the rotor; the viscosity significantly affects the vibration of the rotor, even with optimum filling. Consequently, for the liquid ABD, mass forces have less effect on the balancing efficiency than the viscosity; when the chamber is filled with more liquid than the optimal volume, there is a deterioration in the efficiency of the balancing, which can be explained by the presence of waves on the free surface of the liquid, which causes a dynamic instability in the work of the machine.

Keywords: Rotor, critical speed, imbalance, automatic balancing (self-balancing), balancing efficiency, auto balancing device (ABD), working fluid viscosity.

Сучасні методи і засоби балансування дозволяють довести початковий дисбаланс виготовленого або відремонтованого ротора до величини допустимого для заданого класу точності балансування. Однак при експлуатації машини може виникнути режимна зміна початкового дисбалансу, що є для ряду машин наслідком виконуваної технологічної операції. Режимна зміна дисбалансу відбувається з різними швидкостями і зазвичай має випадковий характер.

Для компенсації режимної зміни дисбалансу можна проводити додаткове балансування, яке пов'язане із зупинкою машини і потребує великих економічних витрат. У ряді випадків зупинка небажана за умовами виконання технологічного процесу або неприпустима за умовами експлуатації. Тому найбільш перспективним, а часто і єдино можливим, є застосування автобалансуючих пристроїв (АБП), що автоматично компенсують зміну дисбалансу ротора в експлуатаційних умовах без його зупинки.

Перші найпростіші зразки пасивних АБП з'явилися більш 120 років тому. У подальшому розроблені різні типи таких пристроїв у тому числі і рідинні. Коригувальна маса – рідина не тільки створює зусилля для балансування ротора, але й є чуттєвим елементом, що реагує на зміну дисбалансу. Однак, аналіз сучасного стану теорії і практики автоматичного балансування дозволяє зробити висновок про те, що існуюча теорія рідинних АБП обмежується розглядом ідеалізованої роторної системи без демпфірування і без урахування гідродинамічних властивостей рідини, рідинні АБП є найбільш невивченими, немає для них конструкторських розрахунків, які б враховували властивості рідин (густину, в'язкість, температуру та ін.). Практика застосування рідинних АБП показала, що в реальних системах теоретичні висновки, одержанні при розгляді ідеалізованої системи, не підтверджуються [1]. Це поставило вимогу проаналізувати роботу рідинного АБП в реальній системі з врахуванням дії зовнішнього демпфірування, що було зроблено у [2]. Метою даної статті є аналіз впливу в'язкості рідини на ефективність процесу балансування вертикального ротора. Вивчення залежності ефективності балансування від в'язкості рідини в рідинному АБП дає можливість розширити області їх застосування.

Історія рідинного автоматичного балансування починається з 1916 року, коли французький інженер Леблан (Leblanc) запропонував конструкцію рідинного АБП для зрівноваження екстрактора пральної машини під час її роботи. Пізніше було запропоновано АБП Сирла, АБП Дункан, а також відомі удосконалення конструкцій АБП типу Леблана. На жаль, ніде не знайдено вказівок про застосування цих запатентованих конструкцій у реальних машинах, тобто про їх впровадження у виробництво [3]. Вперше зробив спробу теоретично обґрунтувати принцип дії АБП Леблана, кільцевих, маятникових і кульових АБП у циклах своїх статей Сирл (E.L. Thearle) [4]. Він запропонував плоску модель ротора і АБП. У її рамках у ротора існує єдина критична швидкість, при перевищенні якої ротор починає обертатися легкою стороною назовні і починає проявлятися явище самоцентрування ротора, яке і було покладено Сирлем в основу принципу роботи усіх пасивних АБП. Насправді, тут явище самоцентрування видається за явище самобалансування.

Підходи і результати робіт E.L. Thearle склали основу наступних досліджень: Дж. Ларрі, О.О. Гусарова [5], В.П. Нестеренка [6], H.S. Hoon, L.J. Young, S. Suzuki [7], Є.М. Пашкова [8, 9], Chung-Hyo Jung, Chang-Sub Kim, Yun-Ho Choi [10], M.A. Langthjema, T. Nakamurab [11], Cunico M.W.M. [12], H.-W. Chen, W.-X. Ji, Q.-J. Zhang, Y. Cao and S.-Y. Fan [13] та інших науковців в галузі балансування роторів машин пасивними рідинними АБП. А отриманий без врахування специфічних властивостей корегуючи мас, сил опору, а відтак, теоретично необґрунтований і експериментально неперевірений висновок про обмеженість діапазону працездатності таких автобалансуючих пристроїв закритичною (або зарезонансною) зоною обертання ротора є недослідженим і до тепер.

За наявними результатами огляду джерел мережі Internet основними виробниками і промисловими користувачами пасивних АБП (зокрема кулькових і рідинних пристроїв), є такі відомі компанії, як LG Electronics Inc. [14, 15], Whirlpool Corporation [16], SKF AutoBalancer Systems [17], Samsung Electronics Co. Ltd [18]. Однак відомостей про практичну реалізацію зазначених вище пристроїв для автоматичного балансування роторів машин не знайдено. Такі розробки існують лише як ідеї у патентах. Відомі компанії використовують ідею пасивного автобалансування у рекламі своєї продукції, що свідчить про актуальність таких АБП, однак широке використання їх на серійних машинах гальмується невирішеністю багатьох проблем у теорії і практиці зрівноваження роторів пасивними АБП, наявністю низки явищ і протиріч, які ще не знайшли належного теоретичного обґрунтування.

Зокрема відсутність досліджень впливу в'язкості та густини робочої рідини на ефективність автобалансування і обґрунтованості підбору рідини при конструюванні рідинних АБП поставило вимогу проаналізувати роботу рідинного АБП в реальній системі з врахуванням впливу властивостей рідини на ефективність процесу балансування вертикального ротора.

Результати теоретичних досліджень

Нехай вертикальний гнучкий ротор на двох жорстких опорах, що обертається з кутовою швидкістю ω, містить у собі АБП, який має вигляд циліндричної порожнини радіуса R і висотою h із рідиною (дисбаланс якої є меншим за дисбаланс ротора). Розглянемо математичну модель переміщення рідини в камері АБП під впливом зміни сумарного дисбалансу системи і прогину.

Сумарний дисбаланс системи ротор – рідина $\overline{D_C}$ складається з векторної суми дисбалансу вала $\overline{D_0}$ і дисбалансу рідини $\overline{D}$. Нехай O – точка перетину осі вигнутого вала з площиною порожнини (рис. 1); O_1–O_1 – лінія підшипників; C_0 – центр мас вала, C – центр мас рідини, C_c – центр мас системи вал – рідина; M – маса вала, m – маса рідини; $\overline{OC} = \bar{e} = \dfrac{\overline{D}}{(m+M)}$ – „орієнтований" ексцентриситет центра мас рідини в системі АБП - рідина; вектор $\overline{OC_0} = \overline{e_0} = \dfrac{\overline{D_0}}{(m+M)}$ – „орієнтований" ексцентриситет ротора маси M; $\overline{OC_C} = \overline{e_C} = \dfrac{\overline{D_C}}{(M+m)}$ – „орієнтований" сумарний ексцентриситет ротора з рідиною. Для наочності теоретичні викладки супроводжуються комп'ютерними відеокадрами положень рідини в АБП, одержаними шляхом використання методу швидкісної відео зйомки, що докладно описаний у [1].

При швидкості обертання системи $\omega < \omega_{кр}$ зовнішній опір (сили тертя в підшипниках, сили тертя циліндра об повітря і т.д.) обумовлює відставання площини прогину (I – I) від площини сумарного дисбалансу (OC_c) на кут δ (рис. 1).

Рідина прагне зайняти положення в найбільш віддаленому місці від осі обертання, тобто в прогині. Це приводить до зміни сумарного дисбалансу системи за напрямком і величиною, оскільки величина сумарного дисбалансу $\overline{D_C} = (M+m)\times\overline{e_C}$ визначається як геометрична сума векторів $\overline{D_0} = M\times\overline{e_0}$ – дисбалансу ротора і $\overline{D} = m\times\bar{e}$ – дисбалансу рідини й залежить від кута між цими векторами α (рис. 1), який характеризує положення рідини відносно дисбалансу ротора. Оскільки для даної кутової швидкості кут відставання прогину від сумарного дисбалансу δ є постійним, то зі зміною напрямку сумарного дисбалансу змінюється і положення прогину відносно початкового дисбалансу $\overline{D_0}$ (тобто кут цього відставання відносно початкового дисбалансу збільшується). Рідина слідуючи за прогином, знову змінює сумарний дисбаланс, збільшуючи кут α і зменшуючи величину сумарного дисбалансу. Це приводить до зменшення величини прогину і зміни його положення відносно $\overline{D_0}$ (тобто до збільшення кута відставання). Теоретично цей процес повторюється поки кут відставання α не набуде значення 180°, а прогин не набуде мінімального значення (або 0 – при повному зрівноваженні). Покажемо це аналітично.

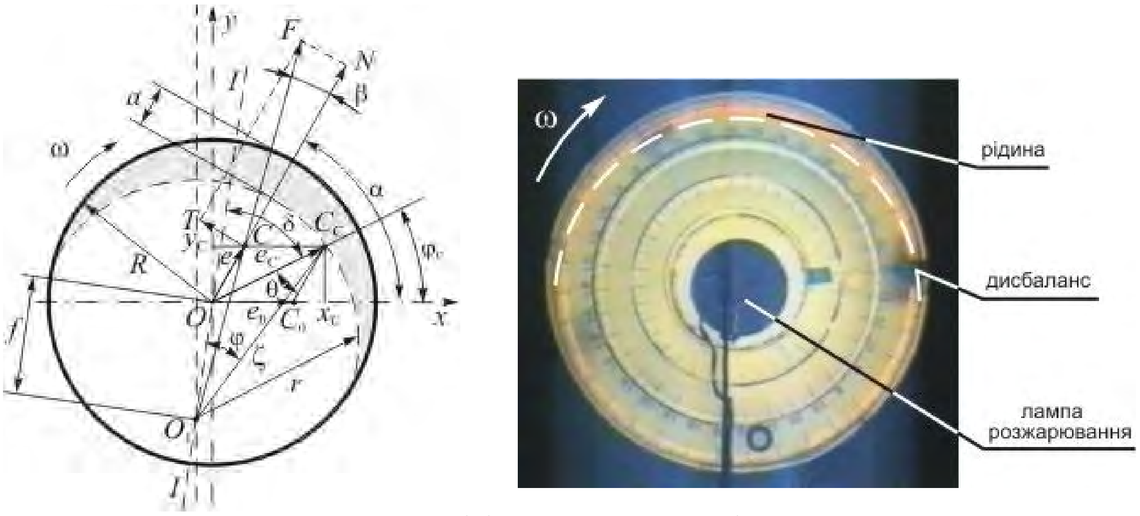


Рис. 1. Сили, які діють в АБП при наявності опору

Випадок ідеальної рідини

Сумарний ексцентриситет ротора з рідиною визначимо як

$$e_c = \sqrt{x_c{}^2 + y_c{}^2} = e\sqrt{1 + 2k\cos\alpha + k^2}.$$

де $k = \dfrac{D_0}{D}$ – відношення дисбалансів ротора і рідини.

Аналіз геометричної моделі (рис. 1) показує , що умовою рівноваги рідини без врахування сил натягу є відсутність тангенціальної складової, або:

$$\operatorname{tg}\beta = 0, \quad \text{або} \quad f\left[tg\alpha\cos(\delta + \varphi_c) - \sin(\delta + \varphi_c)\right] = 0.$$

Останнє рівняння розкладається на дві умови (нуль в індексі відповідає значенням кутів для положення рівноваги рідини (β = 0)):

$$f = 0; \tag{1 а}$$

$$tg\alpha_0\cos(\delta + \varphi_{0c}) - \sin(\delta + \varphi_{0c}) = 0. \tag{1 б}$$

Умова (1 а)) відповідає випадку відсутності прогину, що суперечить умові задачі для пружно-деформівного ротора. А з умови (1 б)) випливає, що при рівновазі рідини

$$tg\alpha_0 = tg(\delta + \varphi_{0c}).$$

Враховуючи значення e, e/e_0, e_c і , що $\theta = \alpha - \varphi_c$ [4], одержуємо

$$\sin\alpha_0 = \frac{1}{k}\sin\delta\sqrt{1 + 2k\cos\alpha_0 + k^2}. \tag{2}$$

З рівності (2) слідує, що при відсутності зовнішнього опору в системі ($\delta = 0$, $k \neq 0$) положення рівноваги рідини співпадає за кутом з положенням дисбалансу ротора (α =0), що відповідає висновку про те, що в системі без зовнішнього демпфування рідина збільшує дисбаланс.

Шляхом алгебраїчних перетворень виразу (6) при $\delta \neq 0$, $k \neq 0$ одержимо вираз для визначення кута α_0, який відповідає положенню рівноваги рідини (β = 0):

$$\alpha_0 = \pi - \arccos\left(\sin^2\delta + \sqrt{\left(\sin^2\delta - 1\right)\times\left(\sin^2\delta - k^2\right)}\right) \tag{3}$$

Проаналізувавши вираз (3), одержимо, що аргумент арккосинуса додатній вираз, а тому навіть на докритичних частотах обертання ротора при $\delta \in \left(0, \dfrac{\pi}{2}\right)$ кут $\alpha_0 \in \left(\dfrac{\pi}{2}, \pi\right)$; ефективність балансування характеризується відношенням відхилень від осі обертання центра мас системи без рідини і з рідиною λ_0:

$$\lambda_0 = \frac{k}{\sqrt{1 + 2k\cos\alpha_0 + k^2}}; \tag{4}$$

при $1+2k\cos\alpha_0+k^2 = 0$ буде повне зрівноважування, звідки єдиним розв'язком буде $k = 1$ при $\cos\alpha_0 = -1$, тобто при $\alpha_0 = \pi$. Отже, найбільший ефект балансування досягається, коли велична дисбалансу рідини, яка бере участь у балансуванні, буде близька до початкової величини дисбалансу ротора ($k \approx 1$). Рідина, яка не бере участі у балансуванні, розташовується концентричними колами, не впливаючи на сумарний дисбаланс системи.

Випадок в'язкої рідини

На відміну від ідеальних рідин у реальних рідинах при русі одних шарів рідини відносно інших діють сили, які дотичні до площин дотикання шарів. Ці сили називають силами в'язкого тертя (силами внутрішнього тертя) або силами в'язкості [19]. Уявно рідину можна поділити на нескінченну кількість шарів. Вздовж стінок камери досить тонкий шар рідини прилипає до поверхні і утворює примежовий шар. Його швидкість дорівнює швидкості системи. У межах цього шару сили в'язкості є настільки ж істотними, як і сили інерції. За межами примежового шару швидкість шарів рідини зменшується по мірі віддалення від стінок і вплив в'язкості тут зменшується відповідно. При відносному переміщенні на кожний з шарів діють сили: з боку шару, швидкість якого більша, діє сила на шар, швидкість якого менша. Напрям цієї сили збігається з напрямом руху рідини. З боку шару, швидкість руху якого менша, на шар, що рухається з більшою швидкістю, діє сила, яка напрямлена у протилежний бік від руху рідини, тобто вона цей шар гальмує.

В'язкість – це властивість рідин, що характеризує опір їх течії під дією зовнішніх сил. За Ньютоном сила внутрішнього тертя в рідині пропорційна зміні швидкості в шарах рідини, а коефіцієнт пропорційності, який називають динамічним коефіцієнтом внутрішнього тертя або коефіцієнтом в'язкості чи просто в'язкістю, залежить від природи і стану рідини [20]. Коли рідина знаходиться у відносному спокої, то ця сила обертається на нуль.

На рідину, що почала рухатися зі стану абсолютного спокою, діє сила внутрішнього тертя. Цей вид тертя обумовлений тертям у рідині, а тому він має місце в камерах з як завгодно малою шорсткістю стінок.

Величина втрат енергії, що витрачається на роботу сил опору в одиницях сил тиску дорівнює [20]

$$\Delta P = \frac{4F_T}{\pi d^2},$$

де d – діаметр перерізу камери.

Звідки

$$F_T = \frac{\pi}{4}\Delta P \times d^2.$$

За формулою Дарсі [19] маємо

$$\Delta P = \rho \times g \times \lambda \frac{l}{d}\frac{\mathrm{v}^2}{2g} = \rho\lambda \frac{l}{d}\frac{\mathrm{v}^2}{2},$$

де l – довжина камери;

v – середня швидкість за течією.

При невеликих швидкостях (при $\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_{\text{кр}}$) сила тертя обумовлена в основному в'язкістю рідини і коефіцієнт опору тертя є – $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$, що випливає з закону Пуазейля – Гагена [20]. Оскільки $\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{v}d}{\nu} = \frac{\mathrm{v}\rho d}{\mu}$ (де ν – кінематична в'язкість рідини, μ – динамічна в'язкість рідини), то $\lambda = \frac{64 \times \mu}{\mathrm{v}\rho \times d}$. І, отже,

$$F_T = \frac{\pi}{4}d^2 \times \rho\lambda \frac{l}{d}\frac{\mathrm{v}^2}{2} = \frac{\pi d^2 \rho \times 64\mu \times l \times \mathrm{v}^2}{8d^2 \times \mathrm{v}\rho} = 8\pi\mu \times l \times \mathrm{v} = 8\pi\mu \times \frac{\pi R\xi}{180} \times \omega \times \left|\overline{O_1C}\right| =$$
$$= \frac{8\pi^2\mu \times R\xi \times \omega}{180}\sqrt{\left(e\cos\alpha + f\cos(\delta+\varphi_c)\right)^2 + \left(e\sin\alpha + f\sin(\delta+\varphi_c)\right)^2}, \tag{5}$$

де ξ – центральний кут, що визначає довжину дуги руху рідини.

У цьому випадку сила тертя пропорційна швидкості обертання камери, в'язкості рідини.

Це тертя в реальних системах призводить до того, що рідина може зупинятися не в обумовленому рівнянням (7) положенні рівноваги, а на деякій відстані від нього, тобто рідина має зони рівноваги. Межі зон рівноваги визначаються з умови рівноваги тертя рідини (F_T) і тангенціальної складової (T) відцентрових сил інерції рідини: $F_T = T$ або, враховуючи, що $T = F \cdot \sin\beta$, одержимо $\sin\beta = \frac{F_T}{F}$ або

$$\sin\beta = \frac{8\pi^2\mu \times R \times \xi \times \omega\left|\overline{O_1C}\right|}{180 \times m \times \omega^2\left|\overline{O_1C}\right|} = \frac{8\pi^2\mu \times R \times \xi}{180 \times m \times \omega}. \tag{6}$$

Скористаємось тригонометричною залежністю $tg\beta = \frac{\sin\beta}{\pm\sqrt{1-\sin^2\beta}}$. Тоді зони рівноваги визначаються нерівностями

$$-\frac{\frac{8\pi^2\mu\times R\times\xi}{180\times m\times\omega}}{\sqrt{1-\left(\frac{8\pi^2\mu\times R\times\xi}{180\times m\times\omega}\right)^2}}\le tg\beta\le\frac{\frac{8\pi^2\mu\times R\times\xi}{180\times m\times\omega}}{\sqrt{1-\left(\frac{8\pi^2\mu\times R\times\xi}{180\times m\times\omega}\right)^2}}. \qquad (7)$$

Ці нерівності містять кутову швидкість ротора, тобто межі областей положення рівноваги в’язкої рідини залежать від кутової швидкості. Її збільшення веде до звуження меж зон рівноваги, тобто в’язка рідина намагається зупинитись точно проти дисбалансу. Із зменшенням дисбалансу ротора зменшується роль сил інерції, що діє на рідину, і збільшується роль сил тертя.

Ці нерівності містять коефіцієнт μ – коефіцієнт динамічної в’язкості рідини, тобто межі областей положення рівноваги в’язкої рідини залежать від її внутрішнього тертя. При збільшенні в’язкості межі зон рівноваги розширюються.

Внутрішнє тертя між шарами реальної рідини заважає її руху. Із зменшенням кута β тангенціальна складова T відцентрової сили зменшується і в якийсь момент не зможе подолати силу тертя. Тому при наявності в’язкості зрівноважування дисбалансу буде неповним. Що підтверджують результати експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження роботи АБП та їх результати

Для дослідження поведінки рідини в втобалансуючому пристрої в дорезонансній та зарезонансній зонах обертання ротора розроблено та виготовлено макет АБП із оптично-прозорого матеріалу, який дозволяє візуально або за допомогою сучасних засобів відеозйомки прослідкувати роботу АБП на всіх режимах експлуатації. АБП є кільцем із зовнішнім діаметром Ø400 мм, двома концентричними перегородками діаметрами Ø300 і Ø200 мм, що утворюють три концентричні камери для розташування в них робочих тіл. Усі три камери герметично ізольовані одна від одної.

Установка для дослідження поведінки робочих тіл в АБП являє собою жорсткий консольний вертикальний ротор пружно підвішеним до корпусу. Для забезпечення достатньої жорсткості ротора і закріпленого на ньому АБП перший має форму пустотілого циліндра з листової нержавіючої сталі із днищем на одному кінці, яке жорстко закріплене на валу.

Вісь ротора через підшипники кочення зв’язана з жорсткою платформою, з’єднаною з корпусом установки чотирма пружно демпферними підвісками (власна частота коливань підвішеної системи складає ~ 9 - 10 Гц). На вільному кінці пустотілого циліндра (далі ротора) установлений макет АБП, що вставляється в ротор і кріпиться до нього по зовнішньому діаметру за допомогою фіксаторів. Завдяки цьому забезпечуються необхідні жорсткість закріплення АБП на роторі і співвісність. Макет АБП має внутрішній отвір, достатній для вільного доступу до внутрішньої порожнини ротора, що дозволяє без демонтажу АБП змінювати дисбаланс ротора як за місцем розташування, так і за величиною шляхом прикріплення до внутрішньої стінки заданого вантажу, що під час досліджень додатково утримується відцентровими силами.

Привід ротора здійснюється синхронним електродвигуном з потужністю на валу 180 Вт через понижуючу клинопасову передачу. Двигун живиться змінним струмом, напруга якого може змінюватися в широкому діапазоні за допомогою автотрансформатора із системою керування. Завдяки цьому установка дозволяє задавати обертання ротору з різними частотами, що лежать у діапазоні 0,5-18 Гц (30–1080 об/хв), задавати різні кутові прискорення при розгоні ротора, зупинятися в дорезонансній, резонансній і зарезонансній зонах обертання ротора на заданий час з метою детальних досліджень роботи АБП.

Дослідження коливань установки здійснювалися за допомогою вібровимірювального стенда. Блок-схему підключення апаратури, об’єднаної в єдиний вібровимірювальний стенд, подано на рисунку 2.

Для зняття амплітудно-частотних характеристик системи проводили одночасний запис усіх попередньо зфазованих датчиків на прохід від нуля до максимальних оборотів і витримці при різних значеннях дисбалансу ротора на цих експлуатаційних оборотах. Одночасно із записом показів вібродатчиків записувались у той самий файл сигнали датчика частоти обертання ротора.

Запис показів датчиків на прохід дозволяє отримати реальну амплітудно-частотну характеристику досліджуваної системи з врахуванням впливу на неї різних чинників, наприклад, пускового крутильного моменту приводного електродвигуна.

Для виключення впливу монтажного дисбалансу самого ротора на одержувані результати перед проведенням досліджень робили його балансування на робочих оборотах методом обходу вантажами.

Експериментально перевірено вплив густини рідини в камері на амплітуду коливань і відповідно на ефективність балансування при різних значеннях дисбалансу ротора. Для цього на роторі машини встановлювався АБП і знімались АЧХ коливань системи при дисбалансах 1000 г·см і 2000 г·см. В якості робочих рідин взято: бензин (рефинат бензольного реформина ТУ-38, 5901471) густиною 670 кг/м^3; прісну воду густиною 1000 кг/м^3; ортофосфорну кислоту густиною 1650 кг/м^3. Не змінюючи місцерозташування та маси дисбалансу у автобалансир (камеру радіуса 200 мм) заливався бензин покроково з кроком 50 мл (50–400 мл), а потім аналогічно вода прісна і ортофосфорна кислота. Після кожної зміни об’єму рідини здійснювався запис вібрацій ротора при його русі на прохід і будувались АЧХ вібрацій системи.

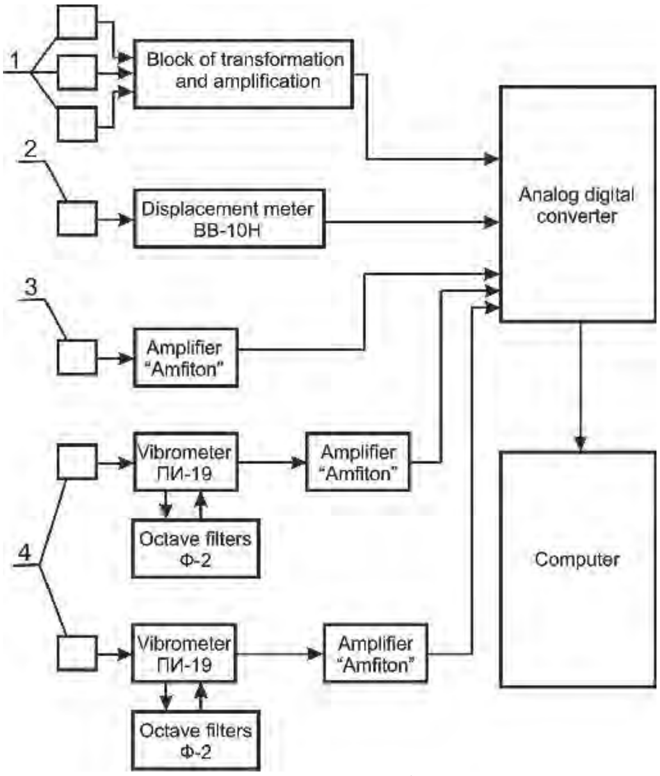
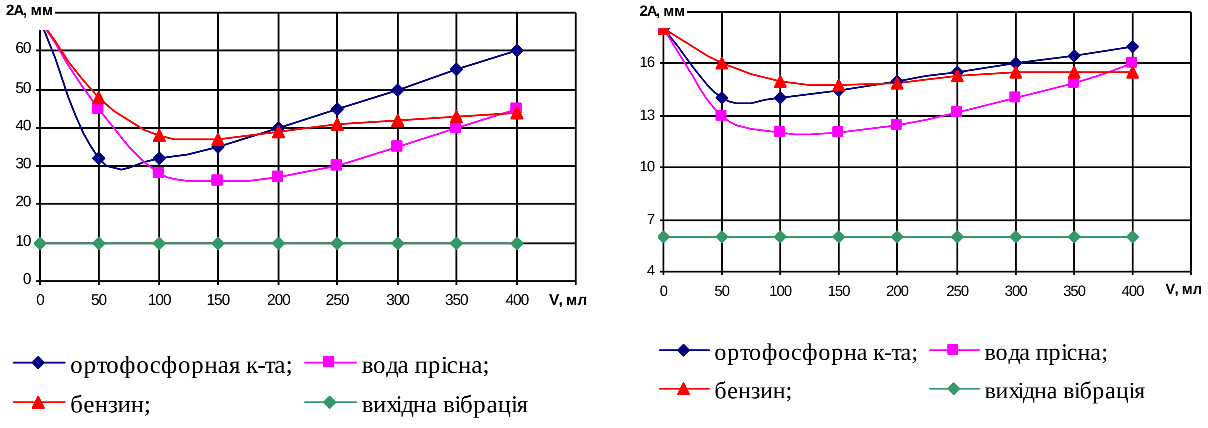


Рис. 2. Блок-схема апаратури для дослідження коливань: 1 – фотоприймачі; 2 – індуктивний датчик; 3 – індукційний датчик обертів; 4 – акселерометри

На рис. 3 подано залежності амплітуди коливань системи від об'єму рідин в камері АБП, побудовані на основі одержаних АЧХ при дисбалансі 2000 г·см, резонансній частоті 10 Гц і робочій частоті 14 Гц.

Усі графіки (рис. 3) відображають амплітуди вібрацій верхнього краю розбалансованого барабана (крім вихідної вібрації) при постійних масі і положенні дисбалансу та різних об'ємах робочих рідин. Графік вихідної вібрації відображає амплітуду максимально збалансованого барабану.

Проаналізувавши графічні результати досліджень (рис. 3) можна зробити висновки, що автоматичне балансування за допомогою рідких робочих тіл різної густини для вертикального ротора на резонансній і робочій частотах очевидне; ефективність балансування зростає при наближенні кутової швидкості до критичної і при збільшенні фазового кута, тобто при збільшенні зовнішнього опору; для досліджуваних рідин існує оптимальний інтервал для об'єму рідини, що заливається в камеру, він становить від 50 мл до 100 мл для більш важкої ортофосфорної кислоти, 100–150 мл для води прісної і 150–200 мл для бензину при масі дисбалансу 100 г (*D*=2000 г·см). Отже оптимальний об'єм пропорційний густині рідини. При недотриманні умови достатності рідини в камері, подальше її додавання в камеру призводить до втрати точності балансування. Це можна пояснити хвилеутворенням на вільній поверхні рідини. В [4] показано, що зона нестійкості залежить від маси рідини. Отже найважча рідина – ортофосфорна кислота при збільшенні об'єму дає найгіршу ефективність балансування.



а) б)

Рис. 3. Залежність амплітуди коливань верхнього краю барабана з різним заповненням камери АБП: а) на резонансній частоті; б) на робочій частоті

З наведених на рис. 4 АЧХ коливань барабана при значенні дисбалансу 2000 г·см видно, що запропоновані рідинні АБП дозволяють надійно виходити на робочі частоти обертання, оскільки резонансна амплітуда коливань ротора зменшується не менше ніж на 40% при заповнені камери АБП рідинами різної густини об'ємом 100 мл, а АБП починає балансувати систему ще в до резонансній зоні (6 Гц).

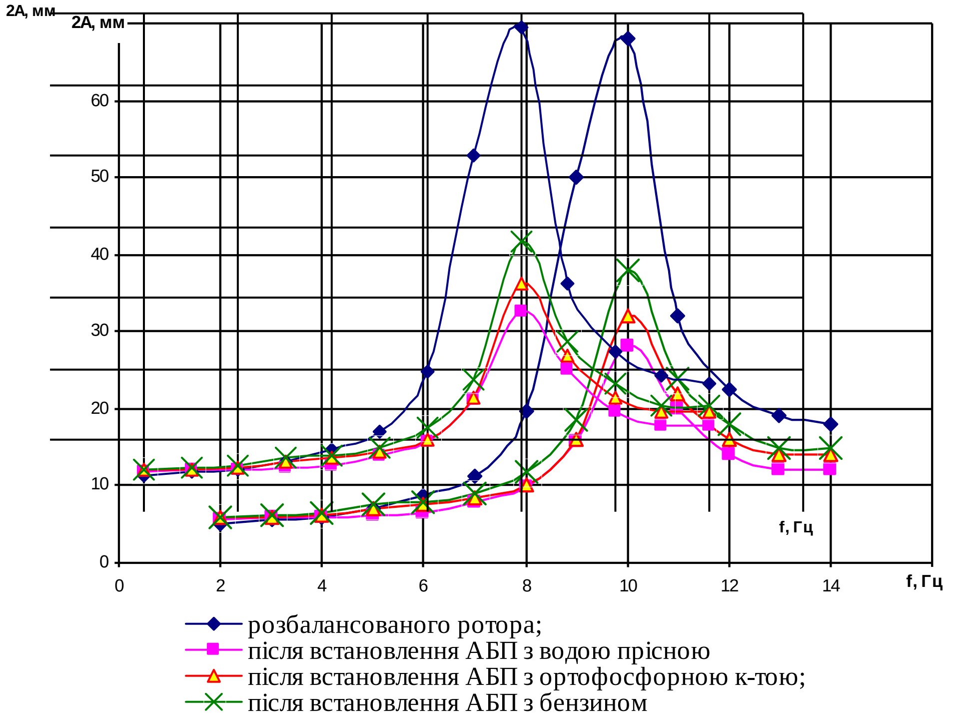
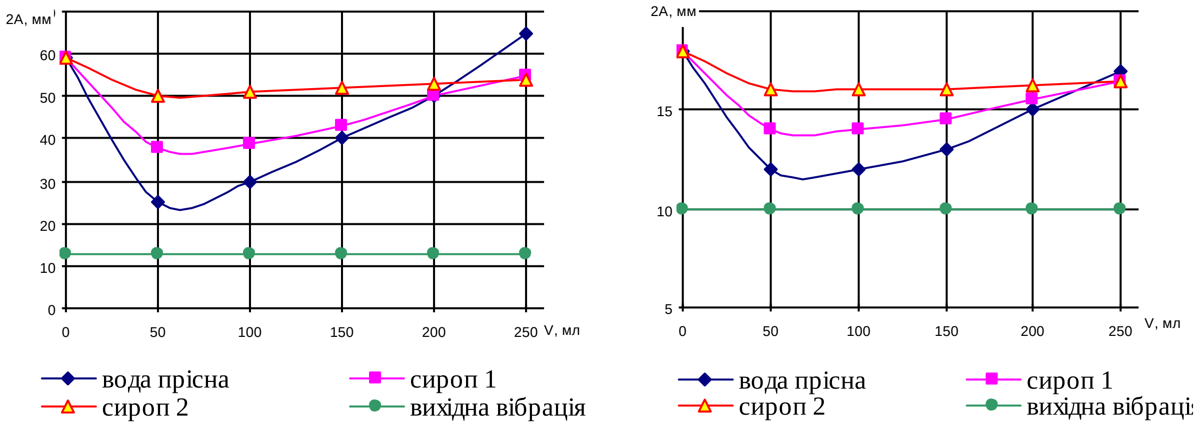


Рис. 4. АЧХ коливань верхнього краю барабана АБП при дисбалансі 2000 г·см

З рис. 4 видно, що густина рідини несуттєво впливає при оптимальному заповненні камери АБП на процес автобалансування на всьому діапазоні частот руху ротора. Максимальне розходження в амплітудах коливань становить не більше 10 мм.

Для визначення впливу в'язкості рідини на ефективність процесу автоматичного балансування проведено серію досліджень з рідинами близькими за густиною, але суттєво різними за в'язкістю.



а) **б)**

Рис. 5. Залежність амплітуди коливань верхнього краю барабана від об'єму рідини з різним заповненням камери АБП: а) на резонансній частоті; б) на робочій частоті

В якості робочих рідин взято: прісну воду (густина 1000 кг/м^3; кінематична вязкість1,01·10^{-6} м^2/с – визначено за таблицями в'язкості рідин); цукровий сироп 1 (густина 1230 кг/м^3; кінематична в'язкість 14,4·10^{-6} м^2/с – визначені експериментально); цукровий сироп 2 (густина 1370 кг/м^3; кінематична в'язкість 96,97·10^{-6} м^2/с – визначені експериментально). В'язкість специфічних рідин вимірювалась за допомогою віскозиметра системи Енглєра (ГСТ6275) в градусах Енглєра (°Е).

Експериментальним шляхом досліджено вплив в'язкості балансувальної рідини на коливання машини. Для цього були записані АЧХ коливань барабана з дисбалансом D=1000 г·см системи з АБП без рідини і з зазначеними вище рідинами в камері радіуса 200 мм, які заливалися покроково з кроком 50 мл (50–250 мл). Результати досліджень подано на рис. 5, з якого видно, що різні за в'язкістю, але близькі за густиною рідини мають однаковий оптимальний об'єм заповнення 50–100 мл.

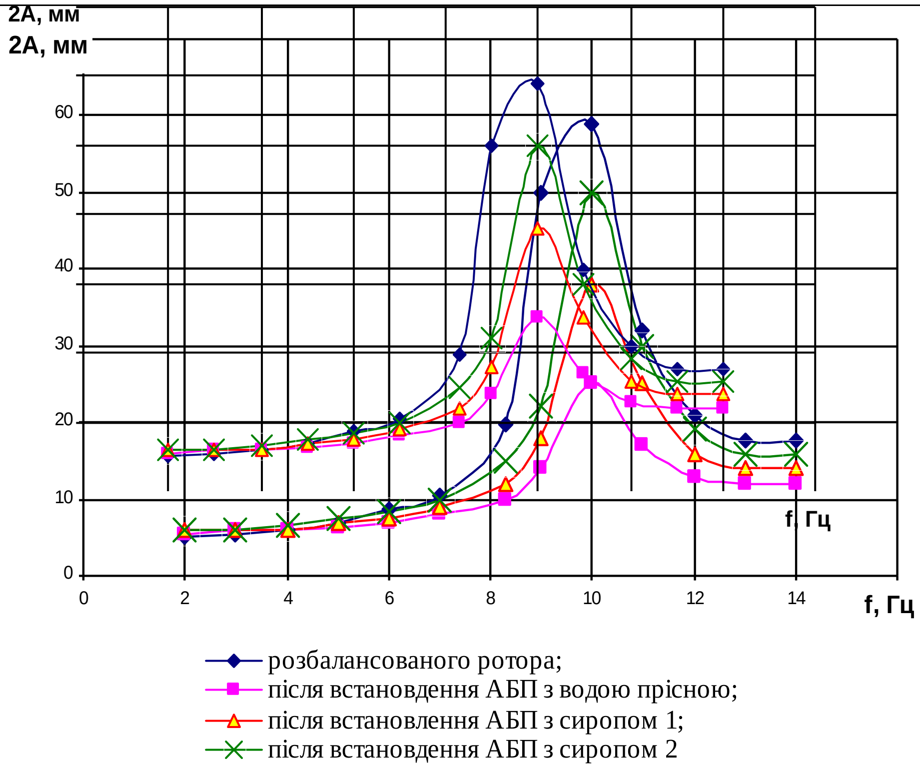


Рис. 6. АЧХ коливань верхнього краю барабана при дисбалансі 1000 гр·см:

після встановдення АБП з водою прісною;
після встановлення АБП з сиропом 1;
після встановдення АБП з сиропом 2

Усі графіки відображають амплітуди вібрацій верхнього краю розбалансованого барабана (крім вихідної вібрації) при постійних масі і положенні дисбалансу та різних об’ємах робочих рідин. Графік вихідної вібрації відображає амплітуду максимально збалансованого барабану.

Порівнюючи відповідні залежності (рис. 6) можна відмітити, що в’язкість суттєво впливає на вібростан ротора, навіть при оптимальному заповненні. Так застосування АБП з прісною водою призводить до зменшення подвійної амплітуди коливань барабана на резонансі з 59 мм до 24 мм, а застосування АБП з сиропами призводить до зменшення подвійної амплітуди на резонансі з 59 мм до 50 мм для сиропу 2 і з 59 мм до 38 мм для сиропу 1. Отже для рідинних АБП масові сили мають менший вплив на ефективність балансування ніж сили в’язкості.

Висновки

Проаналізувавши результати теоретичних і експериментальних досліджень можна зробити висновки:

автоматичне балансування за допомогою рідких робочих тіл різної густини для вертикального ротора на дорезонансній, зарезонансній (робочій) частотах і на резонансі очевидне (порівнюємо з графіком, що зображає АЧХ розбалансованого ротора);

ефективність балансування зростає при наближенні кутової швидкості до критичної і при збільшенні фазового кута, тобто при збільшенні зовнішнього опору;

густина рідини несуттєво впливає при оптимальному заповненні камери АБП на процес автобалансування на всьому діапазоні частот руху ротора;

в’язкість суттєво впливає на вібростан ротора, навіть при оптимальному заповненні. Отже для рідинних АБП масові сили мають менший вплив на ефективність балансування ніж сили в’язкості.

при заповненні камери більшою кількістю рідини, ніж оптимальний об’єм, спостерігається погіршення ефективності балансування, що можна пояснити наявністю хвиль на вільній поверхні рідини, які викликають динамічну нестійкість у роботі машини.

Література

1. Royzman V. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V. Royzman, I. Drach // Mechanika. – 2005. – № 4 (54). – P. 38–44.

2. Royzman V. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies / V. Royzman, A. Bubulis, I. Drach // Solid State Phenomena. – 2009. – Vol. 147–149. – P. 374–379.

3. Никифоров А.Н. Состояние проблемы уравновешивания роторов / А.Н. Никифоров // Вестник научно-технического развития. – 2013. – № 4 (68). – С. 20–28.

4. Thearle E.L. Automatic dynamic balancers (Part 1. Leblanc balancer) / E.L. Thearle. – Machine Design, 1950. – P. 119–124.

5. Гусаров А.А. Балансировка роторов машин : 2 кн. / А.А. Гусаров. – М. : Наука, 2004.

6. Нестеренко В.П. Теория и практика устройств автоматической балансировки роторов : автореф. дисс. … д-ра техн. наук : 05.02.18 “Теория механизмов и машин”/ В.П. Нестеренко. – Новосибирск, 1990. – 34 с.

7. Hoon H. S. A study on the dynamic behaviour of an automatic washing machine / H. S. Hoon, L.J. Young, S. Suzuki, H. W. Gu // Nippon Kikai Gakkai Kankyo Kogaku Sogo Shinpojiumu Koen Ronbunshu. – 2001. Vol. – 11. – P. 131–134.

8. Pashkov E. Efficiency of Balancing by Liquid-Type Automatic Balancing Devices / E.N. Pashkov, N.V. Martyushev, A.V. Ponomarev // Advanced Materials Research : Scientific Journal. – 2014. – Vol. – 1040 : High Technology: Research and Applications. – 2014 (HTRA 2014). – P. 858–863.

9. Pashkov E. Evaluation of Gravitational Force Effect on Balancing Processes in Liquid-Type Autobalancing Devices / E. N. Pashkov, N. V. Martyushev, I. A. Masson // Advanced Materials Research : Scientific Journal. – 2014. – Vol. 1040 : High Technology: Research and Applications 2014 (HTRA 2014). – P. 642–649.

10. Jung C.H. A dynamic model and numerical study on the liquid balancer used in an automatic washing machine / C.H. Jung, C.S. Kim, Y.H. Choi // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2008. – Vol. – 22. P. 1843–1852.

11. Langthjem M. A. Dynamics of the fluid balancer: Perturbation solution of a forced Korteweg-de Vries-Burgers equation / M. A. Langthjem, T. Nakamura //数理解析研究所講究録 第巻– 2013. – Vol. – 1847. – P. 73–85.

12. Marlon Wesley Machado Cunico Characterization and Modelling of LeBlanc Hydrodynamic Stabilizer: A Novel Approach for Steady and Transient State Models / M. W. M. Cunico // Modelling and Simulation in Engineering. – 2015. – Vol. – 2015, Article ID 729582, 11 pages.

13. Chen H.-W. Study on steady-state response of a vertical axis automatic washing machine with a hydraulic balancer using a new approach and a method for getting a smaller deflection angle / H.-W. Chen, Q. Zhang, S.-Y. Fan // J. Sound Vib. – 2011. – Vol. 330. – P. 2017–2030.

14. Pat. US 9663889 B2 Republic of Korea. Laundry treating apparatus [Електронний ресурс] / Keunjoo Kim, Jinwoong Kim, Seungchul Park. – Owner name: Lg Electronics Inc. – заявл. 19.02.2015 ; опубл. 30.05.2017, Бюл. № US 14/626,420. – Режим доступу : http://www.google.com/patents/US9663889 (may 30, 2017)

15. Pat. EP 3085827 A1 Republic of Korea. Balancing unit and laundry treatment apparatus [Електронний ресурс] / Keunjoo Kim, Jinwoong Kim, Seungchul Park. – Owner name: Lg Electronics Inc. – заявл. 11.02.2014 ; опубл. 26.05.2016, Бюл. № US EP20160165454. – Режим доступу : http://www.google.com/patents/EP3085827A1?cl=en (may 26, 2016)

16. Pat. US 20120144598 A1 Republic of Korea. Laundry treating appliance with balancing system [Електронний ресурс] / Stephen D. Ostdiek., Vishal Verma. – Owner name: Whirlpool Corporation – заявл. 08.12.2010 ; опубл. 14.06.2012, Бюл. № US EP20160165454. – Режим доступу : http://www.google.com/patents/US20120144598 (June 14, 2012)

17. SKF-Automatic balancing units [Електронний ресурс] : Automatic balancing units. – Режим доступу : http://www.skf.com/us/industry-solutions/portable-power-tools/applications/grinders-planners-and-sanders/automatic-balancing-unit/index.html (December 01, 2017)

18. Pat. US 8984918 B2 Republic of Korea. Washing machine, inner tub of washing machine and balancer connection and assembly method thereof [Електронний ресурс] / Yong Kwon Kim, Kyu Chai Lee, Hong Seok Ko, Sang Up Lee. – Owner name: Samsung Electronics Co., Ltd. – заявл. 20.08.2010 ; опубл. 24.03.2015, Бюл. № US 12/805,861. – Режим доступу : www.google.com.ua/patents/US8984918 (March 24, 2015)

19. Дущенко В.П. Загальна фізика: Фізичні основи механіки: Молекулярна фізика і термодинаміка. / В.П. Дущенко, І.М. Кучерук. – К. : Вища шк., 1993. – 431 с.

20. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) / А.Д. Альтшуль, П.Г. Кисельов. – М. : Стройиздат, 1975. – С. 24–25.

References

1. Royzman V. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V. Royzman, I. Drach // Mechanika. – 2005. – № 4 (54). – P. 38–44.

2. Royzman V. System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies / V. Royzman, A. Bubulis, I. Drach // Solid State Phenomena. – 2009. – Vol. 147–149. – P. 374–379.

3. Nykyforov A.N. Sostoianye problemy uravnoveshyvanyia rotorov / A.N. Nykyforov // Vestnyk nauchno-tekhnycheskoho razvytyia. – 2013. – № 4 (68). – С. 20–28.

4. Thearle E.L. Automatic dynamic balancers (Part 1. Leblanc balancer) / E.L. Thearle. – Machine Design, 1950. – P. 119–124.

5. Husarov A.A. Balansyrovka rotorov mashyn : 2 kn. / A.A. Husarov. – M. : Nauka, 2004.

6. Nesterenko V.P. Teoryia y praktyka ustroistv avtomatycheskoi balansyrovky rotorov : avtoref. dyss. … d-ra tekhn. nauk : 05.02.18 “Teoryia mekhanyzmov y mashyn”/ V.P. Nesterenko. – Novosybyrsk, 1990. – 34 s.

7. Hoon H. S. A study on the dynamic behaviour of an automatic washing machine / H. S. Hoon, L.J. Young, S. Suzuki, H. W. Gu // Nippon Kikai Gakkai Kankyo Kogaku Sogo Shinpojiumu Koen Ronbunshu. – 2001. Vol. – 11. – P. 131–134.

8. Pashkov E. Efficiency of Balancing by Liquid-Type Automatic Balancing Devices / E.N. Pashkov, N.V. Martyushev, A.V. Ponomarev // Advanced Materials Research : Scientific Journal. – 2014. – Vol. – 1040 : High Technology: Research and Applications. – 2014 (HTRA 2014). – P. 858–863.

9. Pashkov E. Evaluation of Gravitational Force Effect on Balancing Processes in Liquid-Type Autobalancing Devices / E. N. Pashkov, N. V. Martyushev, I. A. Masson // Advanced Materials Research : Scientific Journal. – 2014. – Vol. 1040 : High Technology: Research and Applications 2014 (HTRA 2014). – P. 642–649.

10. Jung C.H. A dynamic model and numerical study on the liquid balancer used in an automatic washing machine / C.H. Jung, C.S. Kim, Y.H. Choi // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2008. – Vol. – 22. P. 1843–1852.

11. Langthjem M. A. Dynamics of the fluid balancer: Perturbation solution of a forced Korteweg-de Vries-Burgers equation / M. A. Langthjem, T. Nakamura // 数理解析研究所講究録 第巻 – 2013. – Vol. – 1847. P. – 73–85.

12. Marlon Wesley Machado Cunico Characterization and Modelling of LeBlanc Hydrodynamic Stabilizer: A Novel Approach for Steady and Transient State Models / M. W. M. Cunico // Modelling and Simulation in Engineering. – 2015. – Vol. – 2015, Article ID 729582, 11 pages.

13. Chen H.-W. Study on steady-state response of a vertical axis automatic washing machine with a hydraulic balancer using a new approach and a method for getting a smaller deflection angle / H.-W. Chen, Q. Zhang, S.-Y. Fan // J. Sound Vib. – 2011. – Vol. 330. – P. 2017–2030.

14. Pat. US 9663889 B2 Republic of Korea. Laundry treating apparatus [Elektronnyi resurs] / Keunjoo Kim, Jinwoong Kim, Seungchul Park. – Owner name: Lg Electronics Inc. – zaiavl. 19.02.2015 ; opubl. 30.05.2017, Biul. № US 14/626,420. – Rezhym dostupu : http://www.google.com/patents/US9663889 (may 30, 2017)

15. Pat. EP 3085827 A1 Republic of Korea. Balancing unit and laundry treatment apparatus [Elektronnyi resurs] / Keunjoo Kim, Jinwoong Kim, Seungchul Park. – Owner name: Lg Electronics Inc. – zaiavl. 11.02.2014 ; opubl. 26.05.2016, Biul. № US EP20160165454. – Rezhym dostupu : http://www.google.com/patents/EP3085827A1?cl=en (may 26, 2016)

16. Pat. US 20120144598 A1 Republic of Korea. Laundry treating appliance with balancing system [Elektronnyi resurs] / Stephen D. Ostdiek., Vishal Verma. – Owner name: Whirlpool Corporation – zaiavl. 08.12.2010 ; opubl. 14.06.2012, Biul. № US EP20160165454. – Rezhym dostupu : http://www.google.com/patents/US20120144598 (June 14, 2012)

17. SKF-Automatic balancing units [Elektronnyi resurs] : Automatic balancing units. – Rezhym dostupu : http://www.skf.com/us/industry-solutions/portable-power-tools/applications/grinders-planners-and-sanders/automatic-balancing-unit/index.html (December 01, 2017)

18. Pat. US 8984918 B2 Republic of Korea. Washing machine, inner tub of washing machine and balancer connection and assembly method thereof [Elektronnyi resurs] / Yong Kwon Kim, Kyu Chai Lee, Hong Seok Ko, Sang Up Lee. – Owner name: Samsung Electronics Co., Ltd. – zaiavl. 20.08.2010 ; opubl. 24.03.2015, Biul. № US 12/805,861. – Rezhym dostupu : www.google.com.ua/patents/US8984918 (March 24, 2015)

19. Dushchenko V.P. Zahalna fizyka: Fizychni osnovy mekhaniky: Molekuliarna fizyka i termodynamika. / V.P. Dushchenko, I.M. Kucheruk. – K. : Vyshcha shk., 1993. – 431 s.

20. Altshul A.D. Hydravlyka y aerodynamyka (Osnove mekhanyky zhydkosty) / A.D. Altshul, P.H. Kyselov. – M. : Stroiyzdat, 1975. – S. 24–25.

Рецензія/Peer review : 13.02.2018 р. Надрукована/Printed :28.03.2018 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Ройзман В.П.