

11. Березненко М.П., Березненко С.М., Білоус С.В. Особливості формування деталей швейних виробів у пульсуючому електромагнітному полі//Легка промисловість. – К. – 1997. – №2. – С.31,32.

12. Веселов В.В., Колотилова Г.В., Химизация технологических процессов швейных предприятий: Учебник. – Иваново.: ИГТА. – 1999. – 424с.

13. Жук О.В., Березненко С.М., Березненко М.П., Гришко А.А., Кострицький В.В. Установка для дублювання термочутливих матеріалів Патент України на корисну модель №UA72798 від 27.08.2012, Бюл. №16.

14. Жук (Філіппова) О.В. Моделювання процесу теплопередачі при дублюванні штучних та натуральних шкір клейовими прокладковими матеріалами / О.В. Жук, С.М. Березненко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2012. – №14. – С. 211-216.

Стаття надійшла до редакції 01.11.2013

УДК 648.235

М.Й. БОНДАРЕНКО, І.В. ПЕТКО

Київський національний університет технологій та дизайну

## **ФОРМУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЯКОСТІ ПРАЛЬНИХ МАШИН З ПІДВИЩЕНИМИ ГІДРОДИНАМІЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТА ЗМЕНШЕНИМИ ЕНЕРГОВИТРАТАМИ**

*Розглянуто питання руху рідини в барабані побутової пральної машини. Визначено, що гідравлічні параметри потоку прального розчину залежать від форми забірника та кутової швидкості барабана. Встановлено, що параметри потоку рідини залежать переважно від радіусу вхідного отвору, форми перетину і довжини каналу елементарного забірника.*

**Ключові слова:** пральна машина, барабан, гідропотік, напір, гідродинаміка.

**Об'єкти та методи дослідження.** Об'єктом досліджень є процес прання в побутовій пральній машині. При вирішенні завдань, що поставлені в цій роботі, використано сучасні методи теоретичних досліджень, які базуються на теоретичній механіці та динаміці машин.

**Постановка завдання.** Завданням дослідження є визначення характеру впливу рідини на білизну в процесі прання.

**Результати та їх обговорення.** Зменшення енерговитрат в побутових пральних машинах можливо досягти зміною конструкції прального барабана з введенням додаткового живлення від системи гарячого водопостачання, зміною системи керування з метою повторного використання гарячого прального розчину, очищеного за допомогою фільтрів.

Інтенсифікація процесу прання досягається підвищенням гідродинамічного впливу на білизну в пральному барабані, при цьому його конструктивні особливості дозволяють отримати як пасивну так і активну активацію.

Експериментальна машина з підвищеною гідродинамікою за конструктивним виконанням основних елементів і технологією прання аналогічна прототипу ПМА «Вятка-автомат»: модернізації підлягав лише барабан, зокрема, його отвори перфорації [1]. На стадії розроблення технічного рішення, відповідно до фізичних законів, було зроблено припущення, що така форма отворів перфорації барабана повинна змінити умови обробки матеріалів, оскільки, на відміну від інших машин, мийний розчин повинен поділятися на окремі мікропотоки, тиск яких на текстильний матеріал (ТМ) зростатиме з підвищенням частоти обертання барабана.

Кожен елементарний забірник під час обертання барабана в режимі прання підхоплює мийний розчин, який проходить крізь утворений ним елементарний канал з абсолютною середньою швидкістю  $\bar{u}_a$ :

$$\bar{u}_a = \bar{\omega} + \bar{u} ,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість,  $u$  – колова швидкість.

Виходу розчину з цього каналу перешкоджає ТМ, що притиснутий до внутрішньої стінки барабана. Такий стан взаємодії можна в першому наближенні розглядати як систему напівзакритих елементарних каналів із жорсткими стінками, всередині яких елементарні потоки мийного розчину рухаються в доцентровому напрямку.

Характер плинності гідропотоку в елементарному каналі (рис.1) з достатнім наближенням можна описати рівнянням Бернуллі, при цьому величина його напору  $A$  на вході в канал зумовлена енергіями тиску  $p$  та кінетичною, а також величиною висоти  $\Delta h$ , на яку підіймається елементарний об'єм рідини:

$$A = \Delta h + \frac{P}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \Delta p , \quad (1)$$

де  $\frac{P}{\gamma}$  – напір, величина якого зумовлена  $\Delta h$ ;  $\frac{u^2}{2g}$  – динамічний тиск рідини;

$\Delta p$  – втрата напору рідини на виході з каналу.

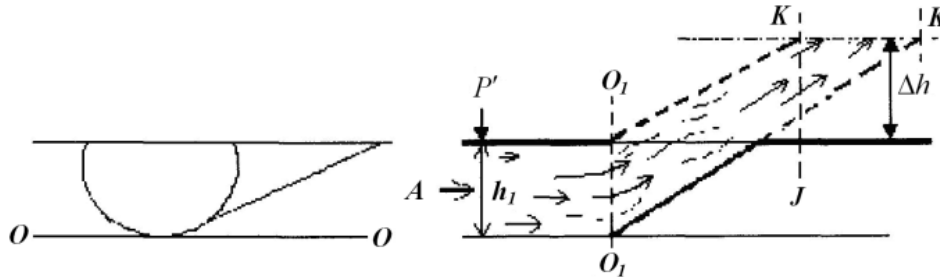


Рис. 1. Схема роботи забірника барабана

Втрати напору  $\Delta p$  можна визначити за узагальненим для цього випадку виразом:

$$\Delta p = \frac{u^2}{2g} \left[ \zeta \frac{l}{D} + \sum \lambda_{k-0} \right], \quad (2)$$

де  $l$  – довжина каналу;  $D$  – гідравлічний діаметр;  $\zeta$  – коефіцієнт опору тертя;

$\sum \lambda_{k-0}$  – сума всіх місцевих опорів, які долає елементарний потік на своєму шляху від перетину  $O_1 - O_1$  до перетину  $K - K$ , утвореного поверхнею текстильного матеріалу. Отже, робота, яка виконується забірником барабана, полягає в переміщенні елементарного об'єму рідини на деяку висоту  $\Delta h$  в перетині  $K-K$ .

Позначимо  $A$  через  $\gamma$ , та з урахуванням того, що частина кінетичної енергії елементарного потоку витрачається на подолання місцевих гідравлічних опорів, перепишемо вираз (1) у такий вигляд:

$$\frac{A}{\gamma} = \Delta h + \frac{P}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \sum \lambda_{0-k} \quad (3)$$

з якого напір потоку рідини дорівнює:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{A}{\gamma} - \frac{u^2}{2g} - \Delta h - \sum \lambda_{0-k} \quad (4)$$

З виразу (4) випливає, що величина напору  $\frac{P}{\gamma}$  зворотно залежить від параметрів,

наведених у правій частині цього рівняння, а саме колової швидкості барабана та геометричних розмірів забірників. Таким чином, змінюючи кутову швидкість обертання барабана  $\omega$  і геометрію забірників можна отримати задане значення гідравлічного тиску рідини на ТМ і таким чином встановлювати режим обробки залежно від волокнистого

складу матеріалів. З цього також випливає, що зміни, які вносяться в конструкцію барабана, впливатимуть на величину місцевих опорів ( $\lambda_{0-k}$ ), визначення яких пов'язано з проведенням експериментальних досліджень з метою пошуку раціональних гідравлічних параметрів каналу, необхідних для зменшення втрат рідини на його вході.

Форма забірника барабана є аналогічною відомим в гідродинаміці конструкціям частин водопровідних мереж, типові випадки яких досить детально описані, наприклад, у [2], тому, спираючись на її основні положення, можна припустити, що витрата рідини, за умови сталої частоти обертання барабана, залежатиме переважно від геометричних параметрів забірника і утвореного ним каналу, а гідравлічна характеристика барабана - параметричних характеристик елементарних потоків. Зазначимо, що зниження втрат напору на вході в канал є важливою умовою забезпечення високої ефективності взаємодії рідини з матеріалами.

Це можливо досягти, якщо надати елементарному потоку рідини сталого напрямку і швидкості руху як при вході в канал, так і на виході з нього. Оскільки забірник має форму напівконфузора з вхідним отвором, висота якого визначається відстанню  $r_1-r_2$  на осі обертання барабана, що обертається в рідині з невеликою коловою швидкістю  $u$ , то його роботу можна порівняти з роботою лопатки колеса насоса, зануреного в рідину [3-5] з тією відмінністю, що гідропотоки в каналі рухаються в доцентровому напрямі.

Таким чином, завдання щодо поліпшення ефективності обробки ТМ можна формалізувати у вигляді технічного рішення, спрямованого на збереження початкових параметрів елементарного потоку на вході в канал на ділянці, обмеженій перетинами  $O_1-O_1$  і  $K-K$  (рис. 1), шляхом максимального зменшення втрат напору рідини на всьому шляху руху окремих гідропотоків від вхідного отвору до оброблюваних матеріалів.

Відомо, що абсолютна швидкість елементарного гідропотоку поділяється на колову  $u$  та відносну  $v$  швидкості, з якою, за певних умов, потік рухається дотично поверхонь каналів різного перетину [2, 3-9]. Згідно з правилом паралелограма швидкість гідропотоку на виході з каналу  $s_1$  визначатиметься його діагоналлю, утвореною коловою  $u_1$  та відносною  $\omega_1$  швидкостями (рис. 2), при цьому величини питомої енергії потоку на вході (індекс 1) не повинні суттєво відрізнятися від її величини на виході з каналу (індекс 2). В ідеальному барабані машини ці умови можна описати таким виразом:

$$\Delta h_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \Delta h_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}$$

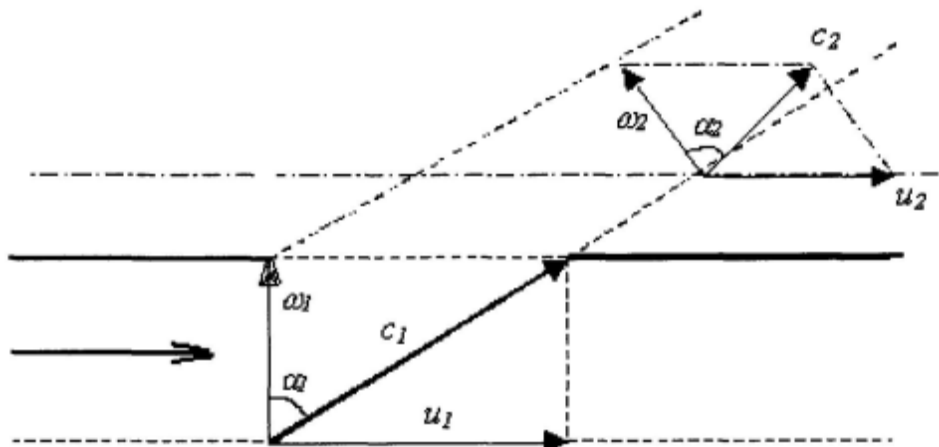


Рис. 2. Схема каналу забірника барабана

В реальних умовах напір гідропотоку на виході завжди буде меншим, оскільки його енергія частково витратиться на подолання місцевих опорів. Отже, величина напору потоку на виході з каналу або енергія його впливу на оброблюваний матеріал буде меншою на величину втрат напору на опір каналу при проходженні потоку крізь нього, тобто:

$$\Delta h_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \Delta h_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - E_\theta,$$

де  $E_\theta$  – потенціальна енергія, що витрачається на подолання опору.

Згідно із законом збереження енергії можна припустити, що зменшення потенціальної енергії потоку під час його проходження крізь канал буде супроводжуватися збільшенням кінетичної енергії рідини на виході з каналу забірника, яка витратиться на подолання опору ТМ. З цього випливає, що величина енергії потоку, згідно з законом збереження імпульсу, буде залежати від колової швидкості барабана, а переміщення елементарного об'єму рідини у доцентровому напрямі буде пов'язано з додатковими енергетичними витратами, наприклад, споживана потужність ПМА збільшиться.

Барабан з концентрично розташованими на його поверхні J-рядами забірників обертається навколо своєї осі, внаслідок чого кожним забірником  $\frac{J}{2}$  ряду виконується робота, що пов'язана з переміщенням елементарного об'єму рідини з точки А до точки В (рис. 3).

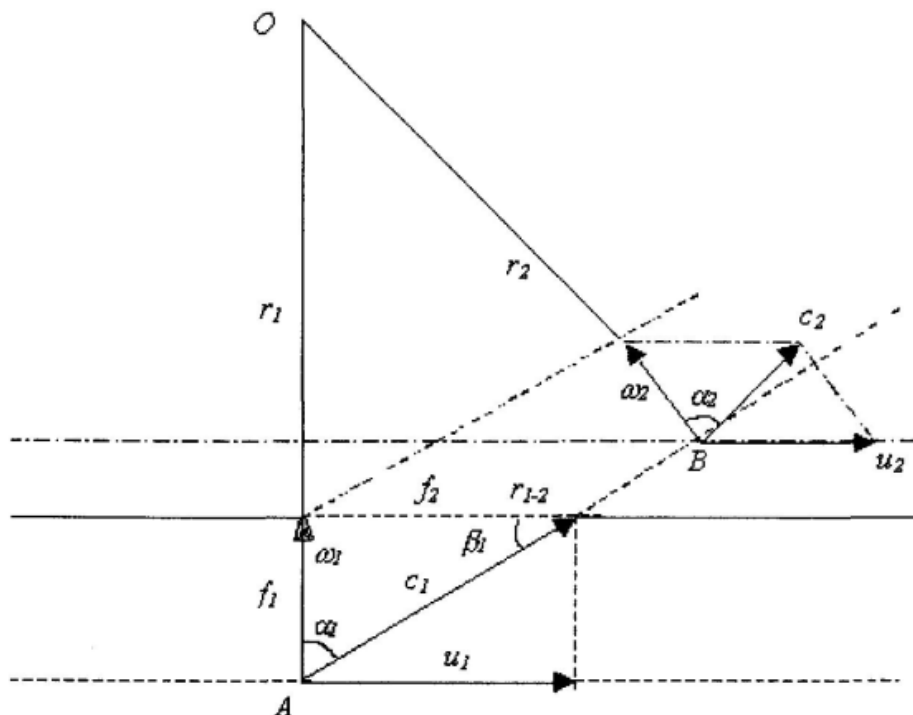


Рис. 3. Схема руху рідини крізь забірник:  $O$  – вісь обертання барабана,  $z_1$  – відстань кромки забірника від осі,  $z_2$  – відстань від осі до точки зіткнення рідини з оброблюваним матеріалом,  $f_1$  та  $f_2$  – площі входного і вихідного отворів забірника відповідно

Колова швидкість матеріальної точки  $A$  з масою  $m$  визначатиметься добутком кутової швидкості  $\omega$  на радіус  $r_1$ :  $u_A = \omega r_1$  а точки  $B$  відповідно:  $u_B = \omega r_2$ . Оскільки робота забірника полягає у переміщенні матеріального тіла з точки  $A$  в точку  $B$ , а швидкість зміни напрямку гідропотоку  $u_{ab}$  при цьому можна уявити як проекцію абсолютної швидкості  $u_a$  на її напрям, то момент імпульсу  $M$  буде дорівнювати:

$$M = \int_A^B m u_{ab} r_{1-2}$$

З цього виразу можна визначити приріст моменту імпульсу  $m dt$ :

$$\Sigma m dt = \Sigma r_2 u_B \cos \alpha_2 - r_1 u_A \cos \alpha_1$$

Барабан машини у режимі прання обертається з певною частотою, тобто, його радіус є постійною величиною, тому швидкість елементарних гідропотоків визначатиметься площею входного отвору забірника  $f_1$  та величиною кута  $\beta$  (рис. 3), а радіальна швидкість кожного потоку на виході  $c_r$  буде визначатися їх співвідношенням:

$$c_r = c_1 \sin \alpha_1 = \frac{Q}{f_2}$$

Величину параметра  $c_T$  можна визначити з трикутника швидкостей, побудованого згідно з правилом паралелограма (рис. 4), маючи на увазі, що геометричні розміри забірника залишаються незмінними.

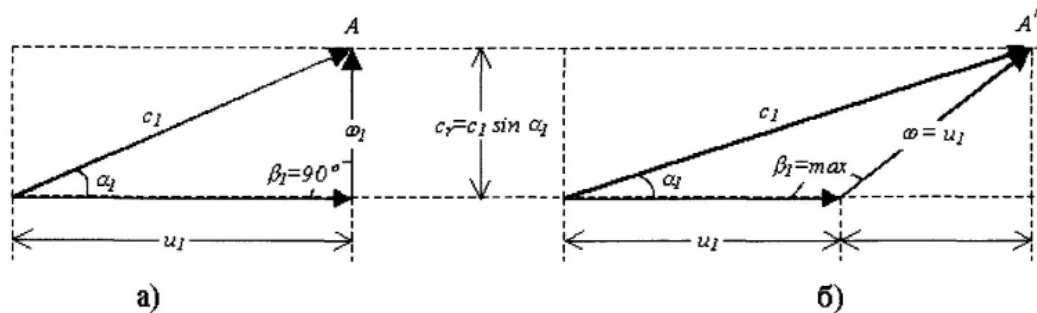


Рис. 4. До визначення гідравлічних параметрів потоку на виході з каналу забірника

Припустимо, що стінка забірника збігається з площиною поверхні барабана, при цьому перпендикуляр, проведений від поверхні до осі обертання барабана, утворює кут  $\beta_1 = 90^\circ$  (рис. 4, а). Відповідно, радіальна швидкість  $c$ , буде збігатися з круговою швидкістю, тобто  $u_1 = c_1 \cos \alpha_1$ , а напір елементарного потоку рідини по всій довжині забірника становитиме  $p = \frac{u_1^2}{g}$ . При збільшенні значення кута  $\beta_1 > 90^\circ$  тобто, збільшення радіуса барабана на величину, зумовлену радіусом вхідного отвору забірника  $f_1$ , спричинить зростання кутової швидкості  $\omega_1$  при цьому точка зіткнення швидкостей А буде переміщуватися вправо і, разом з цим, буде зростати швидкість  $c_1$ . При подальшому збільшенні кута  $\beta_1$  проекція швидкості  $c_1$  на колову швидкість  $u_1$  зросте до величини  $u_1 + u_1 \cos (180 - \beta_1)$  і дорівнюватиме  $2(u_1 \cos \alpha_1)$ , завдяки чому величина напору  $p$  буде виражена величиною кінетичної енергії  $p = \frac{c_1^2}{2g}$ .

Збільшення значення кута  $\beta_1$ , у свою чергу, призведе до зменшення кута  $\alpha_1$ , значення якого, очевидно, не повинно бути меншим за  $45^\circ (180 - \beta_1)$ . Це припущення зумовлено вимогами до гідравлічних характеристик конфузورних переходів, поліпшити які можна за рахунок зменшення втрат напору рідини в утворених ними каналах [2].

Коефіцієнт опору конфузорного переходу з прямолінійними формоутворюючими стінками каналу залежить від кута його звуження, а в деяких випадках й від числа  $Re$  [2]. Збільшення кута  $\beta_1$  призведе до зростання перетину вхідного отвору забірника  $f_1$ , гідравлічного опору поверхні барабана взагалі, а при  $\beta_1 > 90^\circ$  величина опору стінки

каналу буде найбільшою. Загальний коефіцієнт опору забірника (конфузора) має мінімальне значення при  $100 < \beta_1 < 130^\circ$ , яке при  $Re \geq 10^5$  практично не буде змінюватися.

З іншого боку, гідравлічний опір конфузора буде залежати також від конструктивного виконання перехідної ділянки, яку можна зменшити застосовуючи відомі способи, до яких, зокрема, належить надання плавного переходу перетину від широкого до звуженого. Наприклад, при  $\beta_1 < 100^\circ$  напір витрачається лише на подолання тертя в тій частині конфузора, що звужується. Отже, кут  $\beta_1$  є гідроутворюючим кута нахилу каналу забірника, зміною величини якого, з одного боку, можна підвищити гідродинамічні параметри потоку, проте з іншого - зростатиме величина гідравлічного опору конфузора, що, з точки зору забезпечення ефективності впливу гідропотоків на матеріали є недоцільним.

Як видно з рис. 4, величина кута  $\beta_1$  визначатиме швидкість вихідного потоку з каналу забірника  $c_1$ , змінювати яку, очевидно, можна лише в певних межах. Швидкість елементарного потоку  $c_1$  залежить від геометричних розмірів забірника, зокрема, площі перетину вхідного отвору  $f_1$  і довжини каналу  $L$ . Отже, параметричні характеристики елементарного потоку рідини будуть визначатися не лише геометрією забірника, а й періодом обертання барабана або його кутовою швидкістю. З наведеного випливає, що основним фактором зміни вихідної швидкості потоку є кут  $\beta_1$ , від значення якого залежить величина напору рідини в каналі. Незначне підвищення значення  $\beta_1$  у межах  $10-20^\circ$  до суттєвого зростання тиску гідропотоку на матеріали не призведе, оскільки його швидкість  $c_1$  буде незначною, при цьому втрати напору на подолання місцевих опорів будуть мінімальними. І навпаки, подальше збільшення його величини до  $45^\circ$  призведе до підвищення швидкості  $c_1$ , проте втрати напору гідропотоку на тертя зростуть з одночасним зменшенням величини гідравлічного коефіцієнта корисної дії [6-11].

Таким чином, ефективність обробки матеріалів в пральних машинах з підвищеною гідродинамікою, в значній мірі, визначатиметься характером взаємодії ТМ з елементарними потоками рідини на виході з каналів, утворених конфузорами, тиск яких на матеріали залежить від кутової швидкості барабана. Їх параметричні характеристики - тиск, швидкість, витрата - залежатимуть переважно від радіусу вхідного отвору, форми перетину і довжини каналу елементарного забірника.

Показано, що зменшення енерговитрат досягається підвищенням ефективності прання та живленням від системи гарячого водопостачання.



Список використаної літератури

1. Декларційний патент на винахід 50637 А Україна, МПК7 D 06F 37/02. Автоматична пральна машина барабанного типу / Михайлов В.І., Клименко Д.М. – № 2002032104; Заявлено 15.03.2002; Опубл. 15.10. 2002, Бюл. № 10. – 5 з. іл.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
3. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 271 с.
4. Есьман И.Г. Насосы. – М.: Гостоптехиздат, 1954. – 287 с.
5. Есьман И.Г., Есьман Б.И., Есьман В.И. Гидравлика и гидравлические машины. – Баку.: Азнефтеиздат. – 1955. – 479 с.
6. Калицун В. И. Гидравлический расчет водоотводящих сетей. Справ. пособие – М.: Стройиздат, 1988. – 72 с.
7. Гидравлический расчет сетей водоотведения: (Расчеты, таблицы) / Ю.М.Константинов, А.В. Василенко, А.А. Салухин, Б.Ф. Батченко. – К.: Будівельник, 1987. – 120 с.
8. Абрамович Н.А. Теория турбулентных струй. – М.: Гос. из-во физ-мат. литры. – 1960. – 716 с.
9. Емцев Б.Т. Теоретическая гидромеханика: – М.: Машиностроение, 1987. – 438 с.
10. Ляхтер В.М., Прудовский А.М. Гидравлическое моделирование. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 392 с.
11. Рейнольде А. Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979 – 408 с.

Стаття надійшла до редакції 08.09.2013

**Определение показателей гидродинамических параметров барабана бытовых автоматических стиральных машин**

Бондаренко Н.И., Петко И.В.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

Рассмотрены вопросы движения жидкости в барабане бытовой стиральной машины.

**Determination of the indexes of hydrodynamic parameters of drum of domestic automatic washing-machines**

Bondarenko N., Petko I.

*Kyiv National University of Technologies and Design*

The questions of motion of liquid are considered in the drum of domestic washing-machine.