

# Визначення параметрів пневматичних і гідравлічних систем харчових виробництв

Соколенко А.І., Піддубний В.А., Шевченко О.Ю., Лензійон С.В., Якимчук М.В., Білик О.А.  
Національний університет харчових технологій, м.Київ

Гідравлічні і пневматичні системи матеріальних потоків на харчових виробництвах мають розгалужений діапазон параметрів, за яких вирішуються різні технологічні процеси. До числа останніх належать безнапірні та напірні системи транспортування води, напівфабрикатів і готової продукції у формі рідинних фаз або суміші рідинних фаз з твердою фракцією, коренеплодів, зернової маси, солоду, жому, пивної дробини, вичавків плодів та овочів тощо. З подібним же призначенням використовуються системи пневматичного транспортування [1-4].

Метою цього дослідження є визначення взаємозв'язків між кінематичними, геометричними та динамічними параметрами пневматичних і гідравлічних систем харчових виробництв.

З точки зору інтересів економічності у виборі кінематичних параметрів таких систем визначальними є показники пропускної здатності та втрати тиску. Об'єднуючий вплив на вказані характеристики має швидкість транспортування середовищ (табл. 1).

У пневмосистемах транспортування зернових припасів враховуються швидкості витання і насипні маси (табл. 2).

В окремих випадках задача транспортування поєднується з виконанням технологічних операцій (миття коренеплодів, плодів, овочів, зерноприпасів, змішування рідинних і газових або парових потоків з масо- та теплообміном, підготовка сумішей до виконання фрагментів дискретно-імпульсних технологій, газонасичення або дегазації тощо).

За відомої швидкості витання зерноприпасів  $W_{\text{внт}}$  швидкість їхнього транспортування  $W_{\text{тр}}$  визначається різницею швидкості повітряного потоку  $W_{\text{пов}}$  і  $W_{\text{внт}}$ :

$$W_{\text{тр}} = W_{\text{пов}} - W_{\text{внт}}, (1)$$

При цьому витрати тиску на створення швидкості потоку:

$$\Delta P_{\text{шв.}} = \frac{\bar{W}_{\text{пов}}^2 \rho}{z}, (2)$$

де  $\rho$  - питома маса потоку.

Потужність, що споживається насосом (або вентилятором), визначається залежністю:

$$N = \frac{V \Delta P}{\eta} = \frac{V \rho g H_n}{\eta}, (3)$$

де  $V$  - об'ємний потік рідини або газу, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta P$  - підвищення тиску, що створюється насосом або вентилятором, яке відповідає повному гідравлічному опору системи, Па;  
 $H_n$  - напір, що створюється насосом (вентилятором), м.в.с.;  
 $\eta$  - ккд пристрою.

Втрати напору як по довжині, газових і рідинних систем, так і в зонах локальних опорів пропорційні квадрату швидкості потоків. Це означає, що загальний гідравлічний опір пропорційний квадрату потоку рідини або газу. В поєднанні з характеристикою насосних і вентиляторних агрегатів виникає можливість оптимізації систем за величинами потоків і тисків за рахунок частотного регулювання приводів агрегатів. На рис. 1 наведено характеристику  $H = H(Q)$  насоса з представленням залежності  $H_{\text{оп.с.}} = H_{\text{оп.с.}}(Q)$ , де  $H$  - тиск, що створюється насосом;  $Q$  - продуктивність насоса;  $H_{\text{оп.с.}}$  - гідравлічний опір системи. При цьому:

$$H_{\text{оп.с.}} = H_c + H_d(Q), (4)$$

де  $H_d$  - динамічна складова гідравлічного опору системи;  
 $H_c$  - статична складова опору.

Аналогічні залежності мають вентиляторні характеристики агрегатів, які подають стисле повітря на аерацію прощованого солоду, на подавання сушильного повітря в сушарках зерна, на подавання повітря в камери кондиціонування. Це ж стосується і повітродувних машин, які використовуються в системах аерації для аеробного забезпечення синтезу мікроорганізмів, насосів для гідропостачання водогонів тощо. Якщо в останньому випадку водопостачання забезпечується одним насосним агрегатом, обраним за максимальним тиском  $H_{\text{max}}$  і продуктивністю  $Q_{\text{max}}$ , то за зменшеного водорозбору створюватиметься надмірний тиск у системі  $H$ , небезпечний для системи трубопроводів і економічно недоцільний. Для обмеження вказаних негативів використовують метод дроселювання, надмірний тиск знижується на насосній станції, однак в енергетичній оцінці такий підхід є явно недоцільним.

Сучасним підходом у розв'язанні подібних задач слід вважати частотне регулювання швидкості ротора насоса, яким досягається створення необхідних тиску і величи-

Таблиця 1. Рекомендовані інтервали швидкостей потоків газів і рідин [1]<sup>3</sup>

Потік	Швидкість, м/с
Гази за природної тяги	2-4
Гази за атмосферного або близького до нього тиску у вентиляційних газоведах і трубопроводах	5-20
Рідини за руху самопливом	0,1-0,5
Рідини в напірних трубопроводах	0,5-2,5
Водяна пара за абсолютних тисків $P_{\text{абс.}}$ :	15-40
$>4,9 \cdot 10^4$ Па	40-60
$(1,96-4,9) \cdot 10^4$ Па	

Таблиця 2. Характеристики зерноприпасів

Назва зерноприпасів	Насипна маса, кг/м <sup>3</sup>	Кут природного укосу, град.	Швидкість витання, м/с
Ячмінь	550-750	35	8,4-10,8
Сухий солод	-	22	9-10
Рис	600-800	28	8,6-11
Пшениця	700-830	25	8,9-11,5
Жито	650-790	35	8,7-9,9
Просо	700-760	23	9,8-11,8
Кукурудза	730-820	16,3	12,5-14

здобозабору. За таких умов енергія, споживана двигуном, використовується тільки на водопостачання, а не на подолання гідравлічного опору регулювальної засувки.

Аналогічний підхід з мінімізацією енергетичних витрат може стосуватися систем аерації культуральних середовищ у процесах вирощування мікроорганізмів, динаміка приросту яких відповідає експоненціальним залежностям. При цьому режими аерації за показником потоку повітря також мають наближатися до таких законів, оскільки лімітування за нижнім показником розчиненого кисню визначає мінімальне значення потоку повітря, значне перевищення якого призводить до зайвих енерговитрат, підвищеного спінювання середовища, необхідності використовувати піногасники тощо. Доцільність і перспективність частотного регулювання швидкості роторів повітродувних машин визначається їхньою споживаною потужністю. Наприклад, стосовно апаратів для вирощування хлібопекарських дріжджів з об'ємом культурального середовища у 70-100 м<sup>3</sup> номінальна потужність повітродувних машин складає 50-70 кВт. Оскільки від початку лагфази у вирощуванні дріжджів показник споживаної потужності може бути зниженим до 20-25 кВт, то названа різниця з поступовим зменшенням у часі і визначає енергетичну доцільність вказаного регулювання.

Проектування технологічних трубопроводів рідинних і газових магістралей здійснюється з урахуванням таких параметрів, як тиск і швидкість  $w$  транспортування потоків. Тиск враховується при визначенні товщини стінок трубопроводів за визначених діаметрів, а останнім має відповідати пропускна здатність  $Q$ :

$$Q = ws = w \frac{\pi d^2}{4}, \quad (5)$$

де  $s$  - площа поперечного перерізу.

Пошуку економічно доцільних значень діаметрів трубопроводів, що працюють під тиском, певною мірою можуть відповідати масові характеристики систем. Виконаємо таку оцінку для системи зі стабілізованими величинами  $Q$  та  $w$  на умовній довжині ділянки  $l = 1$  м.

Маса такої ділянки:

$$m = \rho \pi d l \delta, \quad (6)$$

де  $\rho$  - питома маса матеріалу трубопроводу, кг/м<sup>3</sup>;

$\delta$  - товщина стінки трубопроводу.

Товщину стінки  $\delta$  визначимо за умовою міцності в позовдньому діаметральному перерізі:

$$\sigma = \frac{P d l}{2 \delta l} = \frac{P d}{2 \delta} \leq [\sigma], \quad (7)$$

$$\delta = \frac{P d}{2[\sigma]}, \quad (8)$$

де  $P$  - тиск в системі, Па;

$[\sigma]$  - допустимі напруження в матеріалі трубопроводу.

Підстановкою  $\delta$  в умову (6) одержуємо:

$$m_1 = \pi \rho d_1^2 l \frac{P}{2[\sigma]}, \quad m_2 = \pi \rho d_2^2 l \frac{P}{2[\sigma]}, \quad (9)$$

де  $n$  - кратність у компенсації числа трубопроводів за умови  $d_1 > d_2$  при  $Q_1 = Q_2$ .

При цьому:

$$w \frac{\pi d_1^2}{4} = n w \frac{\pi d_2^2}{4} \quad n = \frac{d_1^2}{d_2^2}, \quad (10)$$

Співвідношення мас  $m_1$  і  $m_2$ :

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{d_1^2}{n d_2^2}, \quad (11)$$

а підстановка (10) у співвідношення (11) приводить до виду:

$$\frac{m_1}{m_2} = 1, \quad (12)$$

Одержаний результат приводить до висновку проте, що за

інших рівних умов вибір діаметрів трубопроводів, визначених з урахуванням умов міцності із забезпеченням еквівалентної пропускної здатності, масові показники системи не змінює. Однак за порівнюваних випадків змінюється співвідношення поверхонь  $F$ , з якими контактує матеріальний потік:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{d_1}{d_2}, \quad F_2 = \frac{F_1 d_2}{d_1}, \quad (13)$$

Таким чином, співвідношення поверхонь контактування залежить від діаметрів трубопроводів. Зменшення діаметрів у системі транспортування потоків за інших рівних умов впливає на рівень їхньої турбулентності, оскільки:

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu}, \quad (14)$$

де  $\mu$  - динамічна в'язкість потоку.

Разом з тим, збільшення питомої поверхні приводить до подвійного результату. По-перше, має зрости опір розділеному потоку, але збільшення питомої поверхні означає можливість інтенсифікації теплообміну, якщо така операція передбачена технологічним процесом.

Поєднання вимог транспортування матеріальних потоків з інтенсивним масообміном їхніх складових у формі рідинної, газової або твердої фаз у фізичному виконанні потребують певного енергетичного рівня. Останній за різних підходів повинен трансформуватися у силові дії за рахунок накладання загальних або локальних пульсаційних впливів, організованих гідравлічних ударів, взаємодії з механічними вставками, квітаційних впливів тощо. Для значної кількості випадків і співвідношень фаз важливе значення мають амплітуда і частота організованих впливів. У публікаціях [3-5] наведено інформацію щодо трансформації енергетичних рівнів змішуваних потоків з визначенням величин дисипативних втрат і синтезом силових впливів за рахунок використання криволінійних трас трубопроводів. Так, показано, що для трубопроводу з трасою у формі синусоїди:

$$y = A \sin(\omega_0 x + \phi_0), \quad (15)$$

де амплітуда  $A > 0$  і колова частота  $\omega_0 > 0$ , досягаються змінні радіуси кривизни:

$$r = \frac{(1 + A^2 \omega_0^2 \cos^2 \omega_0 x)^{3/2}}{-A \omega_0^2 \sin \omega_0 x}, \quad (16)$$

При цьому на одиничну масу потоку діють змінні за значеннями і напрямками сили інерції:

$$P_i = m \frac{-v^2 A \omega_0^2 \sin \omega_0 x}{(1 + A^2 \omega_0^2 \cos^2 \omega_0 x)^{3/2}}, \quad (17)$$

Зміна напрямків у дії сил інерції при цьому пов'язана з наявністю точок перегину на осі трубопроводу. Наявність змінних за величиною і напрямком сил інерції, що генеруються самим потоком, означає можливість додаткових відносних переміщень фаз з різними питомими масами й інтенсифікації масообміну. При цьому очевидно, що рівні силових впливів пов'язані з різницею питомих мас фаз, а зміна знака радіуса кривизни означає зміну напрямку силових дій. За таких умов можливими є відносні переміщення твердої або газової фаз в основній рідинній фазі в поперечному до основного потоку напрямку. З точки зору інтересів інтенсифікації масообміну подібна організація силових впливів має суттєві переваги, які підсилюються можливістю їхньої генерації в широкому інтервалі частот.

## Висновки

1. Системи для транспортування рідинних і газових потоків характеризуються економічно доцільними швидкостями у зв'язку з необхідністю обмеження енергетичних

втрат. Для газових потоків такі швидкості близькі до 20-25 м/с, а для рідинних потоків з в'язкістю близькою до води вони складають 0,8-1,2 м/с.

2. Використання частотних регуляторів у приводах насосів

і вентиляторів є напрямком до економії енергоресурсів.

3. Кінетична енергія рідинних або газорідинних потоків у трубопроводах з криволінійними трасами забезпечує інтенсивний масообмін у потоках.

### [ ЛІТЕРАТУРА ]

1. Соколенко А.И., Українець А.И., Яровой В.Л. и др. *Справочник механика пищевой промышленности*. – К.: «АртЭк», 2004. – 304 с.
2. Бурдо О.Г., Калинин Л.Г. *Прикладное моделирование процессов переноса в технологических системах*. – Одесса, ОНАХТ, 2008. – 348 с.
3. Соколенко А.И., Шевченко О.Ю., Піддубний В.А. та ін. *Інтенсифікація масообміну в системах сатурації напоїв // Харчова і переробна промисловість, 2007, №2. – С. 18-20.*
4. Соколенко А.И., Піддубний В.А., Українець А.И. та ін. *Використання потенціалу масових сил для інтенсифікації масообміну в рідинних і газорідинних потоках // Харчова і переробна промисловість, 2007, №3. – С. 15-17.*
5. Піддубний В.А. *Наукові основи і апаратурне оформлення перехідних процесів харчових і мікробіологічних виробництв. / Автореферат дис. на здобуття ступеня докт. техн. наук. – К.: НУХТ, 2008. – 47 с.*

втрат. Для газових потоків такі швидкості близькі до 20-25 м/с, а для рідинних потоків з в'язкістю близькою до води вони складають 0,8-1,2 м/с.

2. Використання частотних регуляторів у приводах насосів

і вентиляторів є напрямком до економії енергоресурсів.

3. Кінетична енергія рідинних або газорідинних потоків у трубопроводах з криволінійними трасами забезпечує інтенсивний масообмін у потоках.

### [ ЛІТЕРАТУРА ]

1. Соколенко А.И., Українець А.И., Яровой В.Л. и др. *Справочник механика пищевой промышленности*. – К.: «АртЭк», 2004. – 304 с.
2. Бурдо О.Г., Калинин Л.Г. *Прикладное моделирование процессов переноса в технологических системах*. – Одесса, ОНАХТ, 2008. – 348 с.
3. Соколенко А.И., Шевченко О.Ю., Піддубний В.А. та ін. *Інтенсифікація масообміну в системах сатурації напоїв // Харчова і переробна промисловість, 2007, №2. – С. 18-20.*
4. Соколенко А.И., Піддубний В.А., Українець А.И. та ін. *Використання потенціалу масових сил для інтенсифікації масообміну в рідинних і газорідинних потоках // Харчова і переробна промисловість, 2007, №3. – С. 15-17.*
5. Піддубний В.А. *Наукові основи і апаратурне оформлення перехідних процесів харчових і мікробіологічних виробництв. / Автореферат дис. на здобуття ступеня докт. техн. наук. – К.: НУХТ, 2008. – 47 с.*