

П.М. Андренко, І.П. Гречка, О.В. Дмитрієнко

**ДИНАМІКА ГІДРОАГРЕГАТА, ЗБУДОВАНОГО З
ВИКОРИСТАННЯМ ГІДРОАПАРАТІВ З НГВК**

Наведено повну математичну модель системи гідроагрегата стабілізації обертів гідромотора, в якій використано гідророзподільник з новим гідравлічним вібраційним контуром. Проаналізовано вплив на динамічні характеристики гідроагрегата та його точність використання такого гідророзподільника. Рис. 4. Джер. 8.

1. Вступ

Використання в гідроагрегатах гідророзподільників (ГР) з новим гідравлічним вібраційним контуром (НГВК) дозволяє підвищити їх динамічні характеристики та надійність, скоротити енергоспоживання, значно спростити систему керування. Динамічні характеристики таких ГР мало досліджені, що стримує їх широке використання в сучасних гідроагрегатах. Стосовно таких ГР актуальною є задача удосконалення методів математичного моделювання і розрахунку процесів, що протікають в них, та гідроагрегатів, збудованих з їх використанням.

2. Аналіз публікацій

Докладний розгляд існуючих методик проектування гідроапаратів зроблено нами в [8]. Аналіз цих методик проектування дозволив зробити висновок про те, що в літературі відсутня методика проектування ГР з НГВК, розробка якої є складною науково-технічною задачею. В доступних нам літературних джерелах не виявлено математичних моделей та методик проектування гідроагрегатів, збудованих з використанням ГР з НГВК, дослідження їх динамічних характеристик.

3. Мета і задачі дослідження

Метою статті є визначення впливу на динамічні характеристики та точність гідроагрегата використання ГР з НГВК.

4. Гідроагрегат стабілізації обертів гідромотора

Розглянемо гідроагрегат стабілізації обертів гідромотора, в якому використано ГР з НГВК (рис. 1). Робоча рідина (РР) від насоса з постійною подачею $Q_n = const$ через двопозиційний гідророзподільник з ручним керуванням ГР1 надходить до гідросистеми. При знаходженні ГР в крайньому правому положенні (рис. 1) вся РР, через запобіжний клапан ЗК, зливається в бак. Помітимо, що на виході з насоса з постійною подачею, при зміні об'ємів його камер нагнітання, мають місце пульсації витрати РР, які визначаються його кінематикою і геометричними розмірами, та, в наслідок опору витраті РР, що створюється гідросистемою, виникають пульсації тиску. Одночасно РР підводиться через НГВК в ліву порожнину ГР, надаючи його золотнику вимушений гармонічний рух (з малою амплітудою та великою частотою – здійснюється самолінеаризація нелінійної сили тертя). При вмиканні ГР1, РР через ГР надходить до гідромотору ГМ, який починає обертатися. Зливна магістраль ГМ з'єднана трубопроводом з правою керуючою порожниною ГР. Таким чином, положення золотника ГР, при інших сталих параметрах, залежить від тиску в вихідній порожнині гідромотора – здійснюється стабілізація його обертів. З вихідної порожнини ГМ РР через ГР зливається в бак. При розгляді гідроагрегата вважаємо, що використовуються трубопроводи великого діаметру, а процеси, що в них відбуваються, описуються без врахування розподілу параметрів РР по довжині. Це дозволяє не розглядати хвильові процеси.

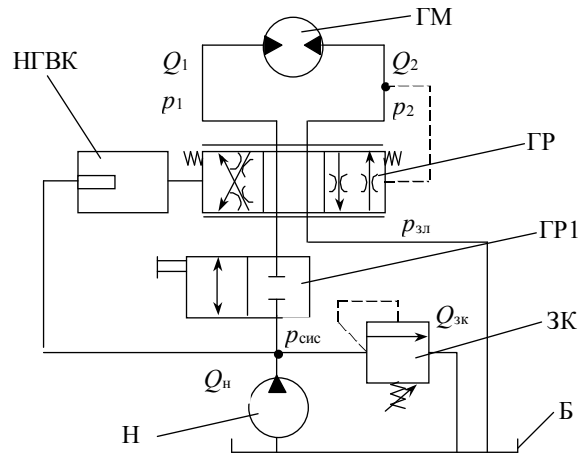


Рис. 1. Схема гідроагрегата стабілізації обертів ГМ з ГР з НГВК:
 Н – насос; ГР1 – двопозиційний ГР з ручним керуванням; ГМ – гідромотор;
 ЗК – запобіжний клапан; ГР – гідророзподільник з гідравлічним керуванням;
 НГВК – новий гідравлічний вібраційний контур

4.1. Математична модель гідроагрегата стабілізації обертів гідромотора.

Математична модель гідроагрегата представлена:

– рівнянням руху золотника ЗК:

$$m_{зк} \ddot{x}_{зк} = P_{уп}(t) - P_{пр \Sigma}(t) - P_{р пр}(t) - P_{гд}(t) - P_{тр}(t) - P_{дем}(t), \quad (1)$$

де $m_{зк}$ – маса золотника ЗК та приведена до осі ЗК маса всіх рухомих частин; $\ddot{x}_{зк}$ – прискорення золотника ЗК; $P_{уп}(t)$ – сила керування; $P_{пр \Sigma}(t)$ – сумарна сила пружин; $P_{р пр}(t)$ – сила рідинної пружини; $P_{гд}(t)$ – гідродинамічна сила; $P_{тр}(t)$ – сила тертя; $P_{дем}(t)$ – сила демфірування;

– рівнянням руху золотника ГР з НГВК аналогічно до рівняння (1):

$$m_{гр} \ddot{x}_{гр} = P_{уп1}(t) - P_{пр \Sigma 1}(t) - P_{р пр1}(t) - P_{гд1}(t) - P_{тр1}(t) + P_{осц}(t), \quad (2)$$

де $P_{осц}(t)$ – сила, під дією якої відбувається осциляція золотника ГР. В рівнянні (2) позначення такі ж самі, як в рівнянні (1), а індекси ГР та 1 вказують, що вони відносяться до ГР;

– рівнянням потужності на вихідному валу ГМ:

$$N_{гм}(t) = \Delta p(t) Q_{гм} = \Delta p(t) q n, \quad (3)$$

де Δp – перепад тиску на ГМ; $Q_{гм}$ – витрата через ГМ; q – номінальний робочий об'єм ГМ; n – частота обертів ГМ;

– рівнянням нерозривності:

$$Q_{н}(t) = Q_{зк}(t) + Q_{гр}(t) + Q_{ст}(t) + Q_{уп зк}(t) + Q_{уп гр}(t), \quad (4)$$

де $Q_{зк}(t)$ і $Q_{гр}(t)$ – відповідно, витрата через ЗК і ГР, $Q_{ст}(t)$ – витрата стиску; $Q_{уп зк}(t)$ і $Q_{уп гр}(t)$ – відповідно витрата керування ЗК і ГР;

– рівняннями, що описують зміну стану РР:

$$T_a = const, \quad \rho = const.$$

Температуру – T_a і густину – ρ РР приймали рівними їх середнім значенням.

Визначимо складові, що входять до математичної моделі гідроагрегата.

Суттєвою нелінійністю в математичних моделях ЗК і ГР з НГВК є сила тертя, яка представлена сумою сили сухого тертя, обумовленого нерівномірністю прикладення сил пружин, і сили рідинного тертя, яка розраховувалася за уточненою нами формулою [1]:

$$P_{\text{тр}}(t) = \left\{ \frac{2 k_{\text{тк0}} c_{\text{пр}\Sigma} x_{\text{пр0}} \left[\delta + 0,56 D_{\text{пр}} \left(\frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3} \right) \right]}{L_3} \right\} \text{sign } \dot{x}_3 +$$

$$+ 8 \pi \mu k_{\text{тп}} \left[\frac{l_{\text{е3}} (d_3 \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_3}{2} + \delta \right)^2 + \left(\frac{d_3}{2} \right)^2} - \frac{d_3 \delta + \delta^2}{\ln \left(1 + \frac{2\delta}{d_3} \right)} \right] \dot{x}_3, \quad (5)$$

де $\text{sign } \dot{x}_3$ – функція Кронекера; $k_{\text{тп}}$ – коефіцієнт, який характеризує положення золотника в гільзі і розраховується з залежності [1] $k_{\text{тп}} = \frac{1,8}{0,47 + \bar{v}_t} + 1$, де \bar{v}_t – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\bar{v}_t = \frac{v_{50}}{v_{10}}$; $l_{\text{е3}}$ – ефективна довжина контакту між золотником і гільзою, де $k_{\text{тк0}}$ – коефіцієнт тертя, значення якого знаходиться в межах 0,19 – 0,21 [2]; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР; $x_{\text{пр0}}$ – попередній підтиск пружини; δ – радіальний зазор; $n_{\text{пр}}$ – кількість витків пружини; $D_{\text{пр}}$ – діаметр пружини; d_3 – діаметр золотника; L_3 – довжина золотника.

Нелінійною, залежною від коефіцієнта витрати і перепаду тиску на дроселюючій щілині, є гідродинамічна сила в ЗК та ГР, яка розраховується за формулою [3]:

$$P_{\text{гд}}(t) = k_{\text{гд}} c_{\text{гд}}(t) x_3(t) + k_{\text{ін}}(t) \dot{x}_3, \quad (6)$$

де $k_{\text{гд}}$ – коефіцієнт, який враховує осциляцію золотника, визначається з [4];

$$c_{\text{гд}}(t) = \mu_{\text{гр}} b_{\text{ок}} (\rho_{\text{жив}}(t) - \rho_{\text{зл}}) \cos \theta_{\text{н}}; \quad k_{\text{ін}}(t) = \rho (l_3 - l_2) \mu_{\text{гр}} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{жив}}(t) - \rho_{\text{зл}}}{\rho}},$$

де l_3, l_2 – відповідно відстані між віссю каналу живлення та виточкою в гільзі ЗК (ГР), віссю каналу зливу та виточкою в гільзі ЗК (ГР); $b_{\text{вік}}$ – ширина вікон у втулці ЗК; $\rho_{\text{жив}}(t)$ – тиск у гідроагрегаті з урахуванням пульсацій (рис. 2); $\rho_{\text{зл}}$ – тиск зливу; $\cos \theta_{\text{н}}$ – кут нахилу вектора потоку РР до осі золотника; ρ – щільність РР.

$$\mu_{\text{нга}} = \mu_{\text{сгр}} \sqrt{\text{Re}} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}}, \quad (7)$$

де $\mu_{\text{нга}}$ – нестационарний коефіцієнт витрат; $\mu_{\text{сгр}}$ – коефіцієнт витрат у статичному режимі; Re_k – коефіцієнт корекції.

Сила пружин розраховувалася за залежністю:

$$P_{\text{пр}\Sigma}(t) = c_{\text{пр}\Sigma} (x_{\text{пр0}} + x_3(t)). \quad (8)$$

де $c_{\text{пр}\Sigma}$ – сумарна жорсткість пружини.

Сила рідинної пружини розраховувалася за залежністю [5]:

$$P_{\text{пру}}(t) = \frac{\pi^2 d_3^4 E_{\text{см}}}{8 V_0 (1 - \bar{V}_T)} x_3(t), \quad (9)$$

де $E_{\text{см}}$ – модуль об'ємної пружності РР, розрахований з урахуванням газовмісту і пружних властивостей трубопроводу; V_0 – об'єм РР в порожнинах ЗК (ГР) при середньому положенні золотника; $\bar{V}_T = V_T/V_0$ – відносний об'єм трубопроводів і порожнин ЗК (ГР); V_T – об'єм РР, який знаходиться в трубопроводах від джерела живлення до споживача і ЗК (ГР).

Сила керування ЗК (ГР) розраховувалася за формулою:

$$P_{\text{уп}}(t) = \frac{\pi d_3^2}{4} p_{\text{уп}}(t), \quad (10)$$

де $p_{\text{уп}}(t)$ – тиск керування.

При розрахунку цієї сили для ЗК підставляли тиск в гідроагрегаті, а при розрахунку цієї сили для ГР підставляли тиск на виході з ГМ.

Сила демпфірування ЗК визначалася з залежності:

$$P_{\text{дем}}(t) = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4} (p_{\text{дем}}(t) - p_{\text{зп}}), \quad (11)$$

де $p_{\text{дем}}(t)$ – тиск у порожнині демпфірування; $d_{\text{ш}}$ – діаметр шийки золотника ЗК з сторони порожнини демпфірування.

Зневажаючи стисливість РР у порожнині демпфірування ЗК і прирівнюючи витрату через дросель демпфера ЗК $Q_{\text{др}}(t) = G_{\text{др}}(p_{\text{дем}}(t) - p_{\text{зп}})$ витраті керування ЗК отримуємо:

$$Q_{\text{уп}}(t) = \frac{\pi d_3^2}{4} \dot{x}_3. \quad (12)$$

Визначали тиск у порожнині демпфірування

$$p_{\text{дем}}(t) = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4 G_{\text{др}}} \dot{x}_3 + p_{\text{зп}}, \quad (13)$$

де $G_{\text{др}}$ – провідність ламінарного дроселя ЗК.

Сила, під дією якої відбувається осциляція золотника ГР, розраховувалася за залежністю:

$$P_{\text{осц}}(t) = k_{\text{п}} \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4} p_{\text{сис}}(t), \quad (14)$$

де $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт підсилення НГВК; $p_{\text{сис}}(t)$ – тиск в гідроагрегаті, визначений з урахуванням пульсацій.

Рівняння витрати на виході з насоса:

$$Q_{\text{н}}(t) = Q_{\text{н геом}}(t) - Q_{\text{н вит}}(t). \quad (15)$$

Теоретична витрата та витоки на виході з насоса і через ГМ (вважаючи, що використовували аксіально-поршневі насоси типу 2Г15–14 і ГМ типу Г15–2) розраховувались за наступними однотипними залежностями:

$$Q_{\text{н(гм) теор}}(t) = \omega r f_{\text{п}} \cos \beta \sum_{k=0}^{m-1} \sin \varphi, \quad (16)$$

де ω і φ – кутова швидкість обертання і кут повороту вала насоса; m – число поршнів, які одночасно знаходяться в зоні нагнітання; $\beta = \frac{2\pi}{z}$ – кут між поршнями; $f_{\text{п}}$ – площа

поршня; r – радіус кола, на якому розміщені центри поршнів; k – коефіцієнт, що дорівнює 0, 1, 2, ..., m .

$$Q_{\text{вит н(гм)}}(t) = \frac{\pi d_{\text{ср}} \delta_{\text{н}}^3 \rho_{\text{н}}(t) z + 1}{12\mu l_{\text{п}} 2}, \quad (17)$$

де $l_{\text{п}}$ – довжина кільцевої щілини, яка дорівнює довжині поршня; $\delta_{\text{н}} = R_2 - R_1$ – величина зазору між поршнем і гільзою циліндра; $d_{\text{ср}} = d_{\text{п}} + \delta_{\text{н}}/2$; z – загальне число поршнів; $\rho_{\text{н}}(t)$ – тиск на виході з насосу.

Витрата стиску в гідросистемі визначалась з залежності:

$$Q_{\text{ст}}(t) = \frac{V}{E_{\text{см}}} \frac{d \rho_{\text{сис}}}{dt}, \quad (18)$$

де V – об'єм РР в гідроагрегаті при середньому положенні золотників ЗК і ГР.

Витрата керування ГР визначалась з залежності, аналогічної (12).

Витрата РР у ЗК розраховувалась за залежністю:

$$Q_{\text{зк}}(t) = Q_{\text{щ}_1}(t) + Q_{\text{вит зк}}(t) + Q_{\text{пер}}(t). \quad (19)$$

Витрата РР через дроселюючу щілину ЗК визначалась з залежності [6]:

$$Q_{\text{щ}_1}(t) = \mu_{\text{зк}}(\text{Re}, x_3) f_{\text{щ}}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{\text{щ}}(t)}, \quad (20)$$

де $\mu_{\text{зк}}$ – коефіцієнт витрати ЗК; $f_{\text{щ}}(x_3)$ – площа щілини; $\Delta p_{\text{щ}}(t)$ – перепад тиску на щілині.

Витрати стиску ЗК і ГР визначались за залежністю, аналогічної (18), в яку замість V підставляли об'єм РР в керуючих камерах ЗК і ГР.

Витрата витоків ЗК і ГР розраховувалась за формулою [7]:

$$Q_{\text{вит зк}}(t) = \frac{1,75 \pi d_{\text{щ}} \Delta p_{\text{щ}}(t) \delta^3}{12 \nu_t \rho L} + 2 d_{\text{щ}} \delta x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \left[1 - e^{-\delta \sqrt{\frac{\omega_{\text{осц}}}{2 \nu_t}}} \right], \quad (21)$$

де ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР; L – довжина перемичок у корпусі клапана; $x_{\text{осц}}$ і $\omega_{\text{осц}}$ – відповідно, амплітуда і частота осциляції золотника.

Витрата перетікань через дроселюючу щілину при її перекритті розраховувалась за формулою [6]:

$$Q_{\text{пер}}(t) = \mu_6 \delta_{\text{п}} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{\text{щ}}(t)}, \quad (22)$$

де μ_6 – коефіцієнт витрати при течії РР через зазор $\delta_{\text{п}}$, утворений в результаті перекриття робочого вікна на величину x_e , який визначається в [6] в залежності від числа Рейнольдса.

Витрата РР через ГР розраховувалась за залежністю:

$$Q_{\text{гр}}(t) = Q_{\text{щ}_{\text{гр}}}(t) + Q_{\text{вик гр}}(t) + Q_{\text{пер}}(t) + Q_{\text{осц}}(t). \quad (23)$$

Для спрощення викладок приймаємо, що золотник має нульове перекриття, а провідність його дроселюючих щілин однакова. Для чотирищілинного ГР витрата РР через дроселюючі щілини, якщо припустити, що навантаження на його виході становить $p_{\text{д}}$, та визначається навантаженням на ГМ:

$$Q_{\text{щ}_{\text{гр}}}(t) = \mu_{\text{гр}}(\text{Re}, x_3) f_{\text{щ}}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{2} (p_{\text{жив}}(t) - p_{\text{д}}(t) \text{sign } \dot{x}_3)}. \quad (24)$$

Витрату осциляції в ГР знаходили за формулою:

$$Q_{\text{осц}}(t) = f_{\text{щ}}(x_3) \dot{x}_{\text{осц}}. \quad (25)$$

У відповідності до гідравлічної схеми гідроагрегату, вся витрата з ГР подається на вхід ГМ, тобто:

$$Q_{гр}(t) = Q_{гм}(t).$$

Рівняння витрати через ГМ:

$$Q_{гм}(t) = Q_{гм\ теор}(t) - Q_{гм\ вит}(t). \quad (26)$$

Похідна тиску РР в гідроагрегаті з урахуванням рівнянь (4) і (18) визначалась з залежності:

$$\frac{dp_{сис}}{dt} = \frac{Q_H(t) - Q_{зк}(t) - Q_{гр}(t) - Q_{ст}(t) - Q_{уп_{зк}}(t) - Q_{уп_{гр}}(t)}{V_0 + V_T} E_{см}. \quad (27)$$

Розроблена математична модель гідроагрегата з ГР з НГВК (1) – (6), (8) – (13) і (15) – (26) є нелінійною через нелінійність рівнянь (5), (6), (20), (24). З функціонування гідроагрегата видно, що перехідні процеси в ньому виникають за рахунок зміни витрати навантаження (витрати через ГМ). Після закінчення перехідних процесів швидкість золотника клапана $\dot{x}_3 = 0$, а x_3 приймає значення, при якому клапан зливає в бак різницю витрат РР між навантаженням (витратою через ГМ) і насосом.

Для одержання єдиного рішення необхідно задати три початкові умови. За початкові умови в режимі розгону гідроагрегата при східчастому впливі $\Delta Q = Q_H - Q_{гм}$ приймаються умови $x_3(0) = 0$, $\dot{x}_3(0) = 0$ і $p_{сис}(0) = 0$. Тиск зливу $p_{зп}$ вважаємо рівним нулю.

Величина $p_{сис}$ в усталеному режимі, відповідає навантаженню на ГМ, що трансформується витратою $Q_{гм}$. Змінюючи вхідний вплив (а саме навантаження на ГМ, а отже і ΔQ), при заданих початкових умовах, одержуємо графіки перехідних процесів у гідроагрегаті.

4.2. Динамічні характеристики гідроагрегата стабілізації обертів гідромотора

Аналіз цих характеристик проводили за графіками перехідних процесів переміщення золотника ГР, зміни тиску в гідросистемі, витрати через ГР та ГМ та зміни числа обертів ГМ, отриманих на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм.

Частота пульсацій тиску на виході з насоса моделювалася у відповідності з рівнянням витрат (16) (рис. 2). Вважали, що частота осциляції золотника ГР дорівнює частоті пульсацій тиску на виході з насоса.

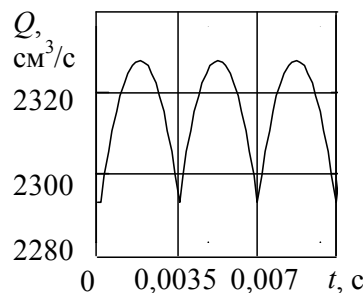


Рис. 2. Пульсації тиску на виході з аксіально-поршневого насоса 2Г15-14

Для оцінки близькості перехідних процесів ГР з НГВК та ГР без НГВК використовували відносну інтегральну оцінку:

$$J_Q = \frac{\int_0^{t_p} |Q1(t) - Q2(t)| dt}{\int_0^{t_p} Q1(t) dt} 100\%, \quad (28)$$

де, як приклад, взяли $Q1(t)$ і $Q2(t)$ – відповідно витрати через ГМ, розраховані в гідроагрегаті з ГР з НГВК і ГР без НГВК; t_p – час перехідного процесу.

Оцінка (28) характеризує відношення значень різних площ під кривими $Q_1(t)$ і $Q_2(t)$ до площі під кривою $Q_1(t)$ за час перехідного процесу t_p . Аналогічно до (28) прийняті вирази для інших змінних.

Проведені попередні розрахунки перехідних процесів ГР показали, що $t_p \leq 1,5$ с. Для розрахунку відносної інтегральної оцінки приймали $t_p = 1,5$ с.

Графіки перехідних процесів клапана (рис. 3, 4), отриманих для гідросистем з ГР з НГВК та ГР без НГВК мають однаковий (коливальний) характер.

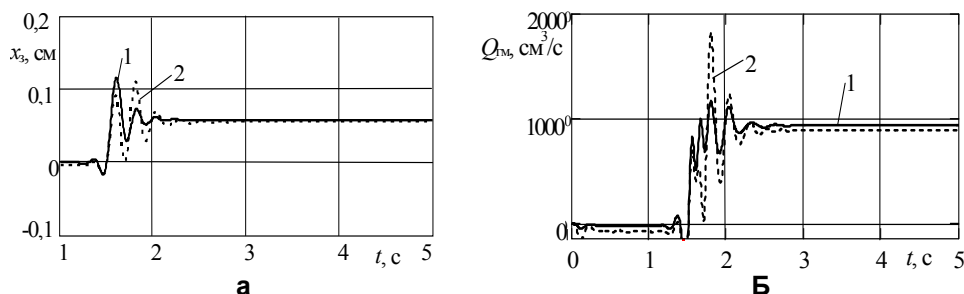


Рис. 3. Перехідні процеси в гідроагрегаті стабілізації обертів ГМ:
а – переміщення золотника ГР; б – витрати через ГМ; 1 – з НГВК, 2 – без НГВК

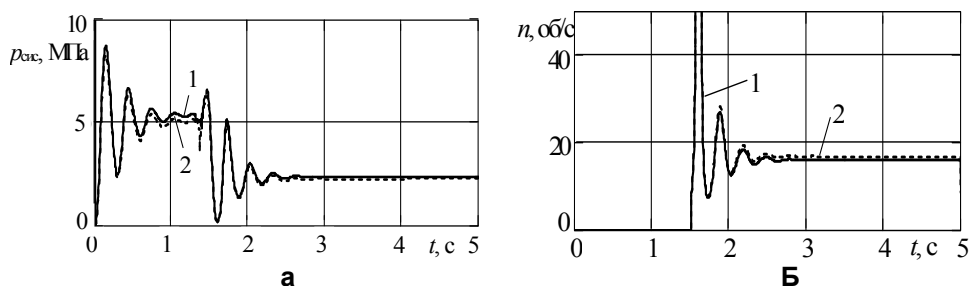


Рис. 4. Перехідні процеси в гідроагрегаті: а – тиску в ГМ; б – числа обертів ГМ
1 – з НГВК, 2 – без НГВК

Як видно з графіків перехідних процесів золотник ГР з НГВК швидше відпрацьовує сигнал керування, має менший час наростання, що свідчить про більшу його чутливість до керуючих сигналів. Має менший час регулювання (в ГР з НГВК $t_p = 1,2$ с; в ГР без НГВК $t_p = 1,5$ с), однак більше перерегулювання. Це можна пояснити осциляцією його золотника.

Зміна в часі витрати через ГМ при використанні ГР з НГВК дозволяє отримати в перехідному процесі більш стабільну витрату (рис. 3, б).

Зміна тиску в гідроагрегаті (рис. 4, а) при використанні ГР з НГВК практично така, як і при використанні ГР без НГВК, за виключенням моменту вмикання ГМ. Це можна пояснити наявністю значної сили тертя спокою в ГР без НГВК.

Максимальне значення відносної інтегральної оцінки витрати через ГМ і тиску в гідроагрегаті становлять: для витрати 24,1%, для тиску – 5,1%.

Точність підтримання обертів в гідроагрегаті з ГР з НГВК розрахована за відотною інтегральною оцінкою на 5,3% вище ніж у гідроагрегаті з ГР без НГВК, що свідчить про ефективність використання таких ГР в слідкуючих гідроагрегатах.

Використання в ГР НГВК дозволило зменшити силу тертя золотника, завдяки чому збільшилась його чутливість до керуючих сигналів і підвищилась точність підтримання обертів ГМ. Відносна інтегральна оцінка сили тертя становить 16,3%.

Висновки

Використання ГР з НГВК в гідроагрегаті підтримання частоти обертів ГМ дозволяє збільшити його точність та чутливість до керуючих сигналів, а отже є ефективним. Застосування розробленого гідроагрегата підтримання частоти обертів ГМ в верстатах по намотуванню обмотки електродвигунів значно покращить їх експлуатаційні характеристики.

Література

1. Лур'є З. Я., Андренко П. М. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеаризованим математичним моделям // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 6/3 (24). – С. 15 – 19.
2. Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
4. Андренко П. Н. Расчет гидродинамической силы на осциллирующем золотнике гидроаппарата // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – № 7, Т. 2. – С. 109 – 116.
5. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод. – М.: Наука, 1964. – 231 с.
6. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
7. Гречка І. П. Розрахунок витоків в гідророзподільниках із новим гідравлічним вібраційним контуром // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – № 10. – С. 73 – 78.
8. Андренко П. М. Дослідження динамічних характеристик гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків: 2006. – № 1/2 (19). – С. 67 – 74.

УДК 621.22

Андренко П.М., Клітної В.В., Панамарьова О.Б.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МАЛОГАБАРИТНОГО ГІДРОАГРЕГАТА ЖИВЛЕННЯ

Наведено повну математичну модель системи підйомного механізму стрілкового крану, яка дозволяє визначити її раціональні параметри. Рис. 4. Джер. 13.

Вступ

Одним із головних складників гідравлічної системи (ГС) виступає гідроагрегат живлення (ГАЗ). Сучасні ГАЗ повинні забезпечувати бажану точність підтримки тиску в ГС, бути економічними та високонадійними. Одним з перспективних напрямків покращення вихідних характеристик ГАЗ є використання гідроапаратів (ГА) з гідравлічним вібраційним контуром (ГВК).

Огляд літературних джерел. Проведений нами огляд літературних джерел [1] виявив, що більшість розробників приділяє велику увагу розробці потужних ГАЗ, а розробці малогабаритних не приділено достатньої уваги. Вище згадане викликало необхідність розробки такої ГАЗ. Сучасні методи проектування будь-якої техніки, в тому числі гідравлічних агрегатів та пристроїв, неможливі без дослідження їхніх математичних моделей з використанням обчислювальної техніки. Запропоновано перспективний

ГАЗ, для дослідження якого треба скласти математичну модель. Це обумовило мету даної статті.

Нелінійна математична модель ГС. Складання математичної моделі та дослідження динамічних характеристик проведемо на прикладі ГС підйомного механізму стрілкового крану (рис. 1) [2].

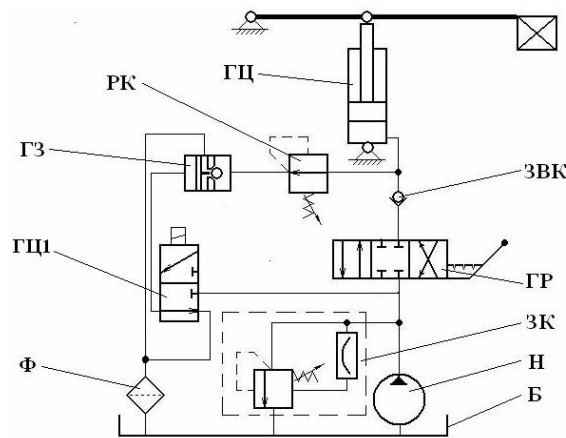


Рис. 1. Гідравлічна схема ГС підйомного механізму стрілкового крану: Н – насос, ЗК – запобіжний клапан з ГВК, ГЦ – гідроциліндр, ГР, ГР1 – гідророзподільники, ГЗ – гідрозамок, РК – редукційний клапан, ЗВК – зворотній клапан; Б – бак, Ф – фільтр

Зауважимо, що схема, яка зображена на рис. 1 запропонована нами в порівнянні зі схемою, наведеною в [2]. Від насоса (Н) з постійною подачею $Q_n = const$ робоча рідина (РР) через трьохпозиційний гідророзподільник (ГР) з ручним керуванням та зворотній клапан (ЗВК) потрапляє до гідроциліндру (ГЦ). В середньому положенні ГР РР під тиском надходить до блоку запобіжного клапана (ЗК) з ГВК, через котрий зливається в бак. При перемиканні ГР і зміщенні золотника в праве положення, РР під тиском проходить через ГР і ЗВК та потрапляє до ГЦ, що викликає підйомання стріли з навантаженням, надлишок РР через ЗК зливається. При поверненні ГР в середнє положення, до електромагніта ГР1 подається сигнал керування, котрий викликає переміщення золотника ГР1 догори і відкриття ГЗ. При цьому РР з ГЦ через редукційний клапан (РК), гідрозамок (ГЗ) і фільтр (Ф) зливається в бак.

При розробці математичної моделі ГАЗ були прийняті наступні припущення: виконується рівняння нерозривності течії РР; кавітація відсутня; трубопроводи мають великий діаметр і незначну довжину, втрати тиску в них незначні, хвилювими процесами в них нехтуємо; температура і щільність РР – постійні і рівні їхнім середнім значенням.

Математична модель гідроагрегата представлена:

– рівнянням руху ЗРЕ запобіжного клапану з ГВК

$$m\ddot{x}_{зр\epsilon} = P_{уп}(t) - P_{пр\sigma}(t) - P_{р\text{ пр}}(t) - P_{гд}(t) - P_{тр}(t) + P_{осц}(t) - P_{дем}(t), \quad (1)$$

– рівнянням руху навантаженого штока гідроциліндра

$$m_{шц}\ddot{y} = f_{нор}p_1 - f_{шт}p_2 - P_{мп0}\delta(\dot{y}) - P_{мпк}sign(\dot{y}) - k_{мпV}\dot{y} - P_{нк}, \quad (2)$$

– рівнянням нерозривності

$$Q_H(t) = Q_{нав}(t) + Q_{зк}(t) + Q_{ст}(t) + Q_{уп}(t), \quad (3)$$

До математичної моделі також входять рівняння руху ЗРЕ ГР і РК, які аналогічні (1), але в них відсутня сила, під дією якої відбувається осциляція золотника ЗК – $P_{осц}(t)$.

Рівняння витрати на виході з насоса визначається

$$Q_H(t) = \eta_{об} Q_{Hr}(t), \quad (4)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса; $Q_{Hr}(t)$ – геометрична подача шестеренного насоса, що розраховується по залежності [3]

$$Q_{Hr}(t) = \omega \cdot \rho^2 \cdot B \cdot \left[(tg\alpha_e)^2 - (tg\alpha_k)^2 - (tg\alpha_k - \varphi(t))^2 \right] \quad (5)$$

де ω – кутова швидкість обертання; φ – кут повороту ведучої шестірні насоса; B – ширина шестерні; ρ – радіус основної окружності; $tg\alpha_e$, $tg\alpha_k$, r_2 визначаються по залежностям: $tg\alpha_e = \frac{\sqrt{1-(\rho/r_2)^2}}{\rho/r_2}$; $tg\alpha_k = \frac{\sqrt{1-(2\rho/s)^2}}{2\rho/s}$; $r_2 = \frac{D_2}{2}$, D_2 – діаметр окружності головок шестерні, $D_2 = m(z+3)$; S – відстань між центрами шестерень, $S = m(z+1)$, m – модуль шестерні, z – кількість зубців.

Визначимо окремі складові, що входять до рівнянь (1) – (3). Суттєвою нелінійністю в математичній моделі є сила тертя, котра визначається як сила тертя спокою, при швидкості ЗРЕ ЗК чи ГР рівної нулю, і сумою сил контактного тертя, що обумовлено нерівномірністю прикладення сил від дії пружин, і рідинного тертя

$$P_{тр} = P_{трп} \delta(\dot{x}_{зре}) + P_{трк} \text{sign} \dot{x}_{зре} + P_{трв}, \quad (6)$$

де $P_{трп}$ – сила тертя спокою; $P_{трв}$ – сила рідинного тертя [4]; $P_{трк}$ – сила контактного тертя; $\delta(\dot{x}_{зре})$ – дельта функція Кронекера. Рівняння для визначення сил $P_{трк}$, $P_{трп}$ наведено в [5].

Нелінійною, залежною від коефіцієнта витрати і перепаду тисків на дроселюючий щілини, є гідродинамічна сила, котра визначається як в [6].

$$\text{Коефіцієнт витрати визначався по залежності [7] } \mu_k = \mu_{kc} \sqrt{Re} / \sqrt{Re_k + Re},$$

де μ_{kc} – граничне значення коефіцієнта витрати клапана; Re_k – коефіцієнт корекції.

Сила пружини обчислювалася по формулі

$$P_{пр\sigma}(t) = c_{пр\sigma} (x_{пр0} + x_{зре}(t)), \quad (7)$$

де $c_{пр\sigma}$ – сумарна жорсткість пружини; $x_{пр0}$ – попередній підтиск пружини; $x_{зре}(t)$ – переміщення ЗРЕ клапана.

Сила рідинної пружини обчислювалася по [8]

$$P_{рпр}(t) = \frac{\pi^2 d_{зре}^4 E_{см}}{8 V_0 (1 - \bar{V}_T)} x_{зре}(t), \quad (8)$$

де $E_{см}$ – приведений модуль об'ємної пружності трубопроводу с РР, розрахований з врахуванням газовмісту та пружних властивостей трубопроводу[9]; V_0 – об'єм РР у порожнинах клапана при середньому положенні ЗРЕ; \bar{V}_T – відносний об'єм трубопроводів і порожнин клапана, $\bar{V}_T = V_T/V_0$; V_T – об'єм РР, що знаходиться в трубопроводах від насоса, до споживача і клапана.

Сила, під дією якої відбувається осциляція ЗРЕ ЗК, розраховувалася по залежності

$$P_{осцзк}(t) = k_{п} \frac{\pi d_{ш}^2}{4} p_{сис}(t), \quad (9)$$

де $k_{п}$ – коефіцієнт підсилення ГВК.

Сила демпфірування визначалася з залежності

$$P_{ДЕМЗК}(t) = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} (p_{дем}(t) - p_{зл}), \quad (10)$$

де $P_{ДЕМЗК}(t)$ – тиск у порожнині демпфірування.

Зневажаючи стисканням РР у порожнині демпфірування, і прирівнюючи витрату через дросель, демпфера $Q_{др} = G_{др} (P_{ДЕМЗК}(t) - p_{зл})$, витраті керування клапаном

$$Q_{упзк}(t) = \frac{\pi d_{зрв}^2}{4} \dot{x}_{зрв}, \quad (11)$$

визначаємо тиск у ній

$$p_{демЗК}(t) = \frac{\pi d_{ш}^2}{4G_{др}} \dot{x}_{зрв} + p_{зл}, \quad (12)$$

де $G_{др}$ – провідність дроселя.

Витрата РР у ЗК розраховувався по залежності

$$Q_{к}(t) = Q_{щ}(t) - Q_{вит}(t) - Q_{пер}(t) + Q_{осц}(t) \quad (13)$$

Витрата РР через дроселюючу щілину ЗК визначалась з залежності [10]

$$Q_{щ}(t) = \mu_{к}(Re, x_3) f_{щ}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{щ}(t)}, \quad (14)$$

де $f_{щ}(x_3)$ – площа щілини; $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад тиску на щілині.

Витрата стиску ЗК визначалась за залежністю

$$Q_{ст}(t) = \frac{(V_0 + V_T) dp_{сис}(t)}{E_{см} dt}, \quad (15)$$

де V – об'єм РР в гідроагрегаті при середньому положенні золотника ЗК.

Витрата витоків ЗК розраховувалась за формулою [11]

$$Q_{витЗК}(t) = \frac{1,75\pi d_{ш} \Delta p_{щ}(t) \delta^3}{12\nu_t \rho L} + 2d_{ш} \delta x_{осц} \omega_{осц} \left[1 - e^{-\delta \sqrt{\frac{\omega_{осц}}{2\nu_t}}} \right], \quad (16)$$

де ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР; L – довжина перемичок у корпусі клапана; $x_{осц}$ і $\omega_{осц}$ – відповідно, амплітуда і частота осциляції золотника ЗК.

Витрата перетікань через дроселюючу щілину при її перекритті розраховувалась за формулою з [10].

Витрата осциляції

$$Q_{осц}(t) = f_{щ}(x_3) \dot{x}_{осц}. \quad (17)$$

Складники рівняння руху ЗРЕ ГР, РК визначаємо за залежностями аналогічно, як і для ЗК.

В рівнянні, що описує гідродинамічні процеси в ГЦ (3) сила тертя змінювалася у відповідності до кривої Штрибекка [12], де $P_{ГР0}$ $P_{ГРк}$ – сили тертя спокою та динамічна складова сили тертя, значення котрих визначено експериментальним шляхом в [12]; $k_{ГРВ}$ – коефіцієнт кінематичного тертя;

$f_{ПОР}$, $f_{ШТ}$ – площі поршня ГЦ зі сторони поршневої та штокової порожнин.

Навантаження на шток ГЦ направлено в сторону протилежну руху поршня ГЦ. Рівняння витрат в порожнинах ГЦ [13]:

$$Q_{ПОР} = f_{ПОР} \dot{y} + \frac{V_{ПОР} + f_{ПОР} y}{E_{СМ}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (18)$$

$$Q_{ШТ} = f_{ШТ} \dot{y} - \frac{V_{ШТ} - f_{ШТ} y}{E_{СМ}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (19)$$

де $V_{ШТ}, V_{ПОР}$ – об'єми ГЦ зі сторони поршневої та штокової порожнин.

При розгляді динаміки ГС підйомного механізму стрілкового крану, враховуючи стискання РР, вважається, що ГР1 і ГЗ – ланки чистого спізнювання.

Висновки. Рівняння (1) – (19) складають повну математичну модель, дослідження котрої дасть можливість уточнити ряд параметрів з метою покращення вихідних характеристик розробленого ГАЖ.

Література

1. Андренко П. Н., Клітної В. В., Панамарьова О. Б. Вибір перспективного схемного рішення гідроагрегату живлення // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – № 27. – С. 122 – 128.
2. Ремарчук М. П. Энергозбереження в системах управління робочим обладнанням підйомно-транспортних і дорожніх машин // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця, 2004. – №2(4). – С. 7 – 12.
3. Башта Т. М. Зайченко И. З. Ермаков В. В. Хаймович Е. М. Объемные гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1968, – 628 с.
4. Электрогидравлические преобразователи гидравлических и газовых приводов / Под ред. Е. Н. Решетникова, Ю.А. Саблина, В. Е. Григорьева. – М.: Машиностроение, 1982. – 144 с.
5. Лур'є З. Я., Андренко П. Н. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеарізованім математичнім моделям // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – №6/3(24). – С. 15 – 19.
6. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро – и пневмосистем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
7. Данилов Ю. А., Кирилловский Ю. Л., Колпаков Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 1990. – 272с.
8. Электрогидравлические следящие системы. Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисова Н. А. и др. Под ред. В. А. Хохлова – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.
9. Прокофьев В. Н., Лузанова И. А. Определение критерия упругости гидропривода // Транспортное и энергетическое машиностроение. – М; Машиностроение, 1966. – №7. – С. 70 – 74.
10. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
11. Гречка І. П. Розрахунок витоків в гідророзподільниках із новим гідравлічним вібраційним контуром // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – № 10. – С. 73 – 78.
12. Korzeneniowski R., Pluta J. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie electropneumatycznym // International scientific-technical conference HYDRAULIC AND PNEUMATICS' 2005. – Wrodaw, 2005. – P. 283 – 292.
13. Чекмасова І. А. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрат; Дис. Канд. техн. наук. 05.05.17. – Харків, 2003. – 258с.

В.А. Батлук, Р.М. Василів, Ю.Є. Шелюх

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ
ДЛЯ ПНЕВМАТИЧНИХ МАШИН**

Стаття присвячена питанням забезпечення високоефективними апаратами очистки повітря від пилу різних галузей виробництва з метою доведення шкідливих викидів їх до санітарно-гігієнічних норм. У статті наводяться нові напрямки створення апаратів пилоочистки, які базуються на використанні дії відцентрово-інерційних сил і завдяки яким вдалося значно збільшити ефективність пиловловлення

Постановка проблеми. Найбільші досягнення в галузі відцентрового вловлення твердих частинок з газових та рідинних потоків треба відмітити в частині апаратурного оформлення (конструювання), а не наукових розробок, що пояснюється з одного боку накопиченням багаторічного досвіду експлуатації промислових апаратів, а з другого – великою складністю описування окремих явищ і характеристик гетерогенних систем: тверде тіло – газ, тверде тіло – рідина в відцентровому полі. Тому теорія роботи циклонів ще не вдосконалена і не дає можливості розраховувати циклони різних конструкцій. До цього часу тільки емпіричним шляхом вирішується питання про найвигідніші форми циклонів.

Всі вдосконалення, які проводяться в циклонах, можна розділити на наступні групи: при підводі запиленого потоку в апарат (вхідний патрубок), сам корпус апарата, при відводі очищеного повітря з апарата (вихідний патрубок чистого повітря) і пилу (бункер і вихідний патрубок виділеного в ньому пилу).

Ми будемо розглядати тільки варіанти вдосконалень в корпусі апарата, при цьому вихідний патрубок чистого повітря – елемент, що найчастіше піддається дослідженню. Це пов'язано з необхідністю боротьби з вторинним виносом дрібнодисперсного пилу за рахунок радіальних стоків.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Всі вдосконалення в корпусі апарата проводяться з метою збільшення ефективності пиловловлення та зменшення гідравлічного опору циклонів за рахунок регулювання вторинного виносу дрібнодисперсних частинок через патрубок виходу чистого повітря.

Гідравлічний опір апарата для очистки повітря від пилу визначає енергію, що затрачується на процес пилоочистки і, таким чином, вартість його. Геометрична форма і конструкція вихлопного патрубка очищеного повітря складають основний внесок в загальний гідравлічний опір апарата, який збільшується при зменшенні його діаметра та збільшенні глибини його входу в апарат. Тому більшість вдосконалень вихідного патрубка чистого повітря ґрунтуються на:

- зміні його форми (циліндрична, конічна, циліндрично-конічна, спіральні);
- оснащенні його зубцями, направляючими спіралями, вібруючими елементами, нахиленими соплами, перфорованими отворами тощо.

Всі ці вдосконалення приводять до незначного підвищення ефективності пиловловлення і зменшення гідравлічного опору.

В зв'язку з тим, що обертаний рух пилоповітряної суміші, що поступає у вихідний патрубок, затухає дуже повільно, то для утворення аеродинамічного вентиляційного ефекту навколо вихідного патрубка чистого повітря встановлюють: конічний, спіральний, лопатний, гвинтово-лопатний розкручувач, крильчатку, гвинтову направляючу тощо.

Для стабілізації руху пилоповітряної суміші всередині корпусу циклона і запобігання попадання дрібнодисперсного пилу в патрубок виходу чистого повітря, в корпусі апарата співвісно встановлюють суцільні циліндричні, конічні, циліндрично-конічні, спіральні, перфоровані камери або стрижень по осі апарата, причому перфоровані камери існують циліндричні, конічні та циліндрично-конічні.

Всі ці вдосконалення показали можливість незначного зменшення гідравлічного опору апарата, але ефективність пиловловлення при цьому або зменшується, або лишається без змін.

Для підвищення ефективності очистки повітря від пилу і для зменшення виносу з апарата дрібнодисперсних фракцій на вихлопних патрубках очищеного повітря монтують додаткові пристрої, що являються другою ступенню пилоочистки: пилові камери, циклони, фільтри, гідроциклони, мультициклони тощо. Останні вдосконалення дозволяють значно підвищити ефективність пиловловлення, але і збільшують при цьому гідравлічний опір.

Відомі пристрої не можуть забезпечити значного підвищення ефективності пиловловлення через неможливість забезпечення постійної швидкості руху проходження пилогазового потоку через отвори між жалюзі по всій його висоті зверху вниз, а, відповідно, і тиск по перетину апарата.

В основу роботи поставлено завдання створення такого пиловловлювача, в якому певне виконання жалюзійного відокремлювача дозволяє зберегти постійною швидкість руху пилоповітряної суміші в корпусі апарата і при проходженні пилогазового потоку через отвори між жалюзі відокремлювача, що призводить до підвищення ефективності його роботи і зменшення його гідравлічного опору, що в свою чергу призводить до зниження енерго- та металоємності.

Ми поставили **метою роботи** досягнення значного підвищення ефективності очистки повітря, яке подається у пневмосистемі, від дрібнодисперсного пилу при зменшенні гідравлічного опору та габаритів апарата, встановленням коаксійно всередині його корпусу другого ступеня очистки у вигляді жалюзійного відокремлювача певної принципово нової конструкції.

Виклад основного матеріалу. Шляхом досліджень на стандартному експлуатаційному стенді в Національному університеті „Львівська політехніка” на стандартному кварцовому піску з певним медіанним розміром ми вибрали в якості еталону найефективніший з існуючих апаратів сухого знепилення – циклон ЦН-11, з яким і будемо порівнювати параметри новоствореного пиловловлювача.

З метою вловлення дрібнодисперсного пилу нами розроблена конструкція пиловловлювача, яка наведена на рис.1. Пилогазовий потік підводиться в нижній корпус 3 апарата тангенціально через патрубок 1, додатково закручується завихрювачем 2 і рухається гвинтоподібно знизу вгору. Одночасно через патрубок 4, також тангенціально подається допоміжний пилогазовий потік, який закручується додатково завихрювачем 5 і рухається гвинтоподібно зверху вниз. Описаним вище способом в корпусі 3 апарата відбувається виділення частинок аерозолу з пилогазового потоку і виведення їх через пиловипускний патрубок 11. Крім того допоміжний газ притискає тверді частинки пилу до стінки корпусу 3 і також транспортує їх у напрямку до пиловипускного патрубка 11. У нижній частині корпусу 3 на поворотній шайбі 7 потік допоміжного газу змінює напрям свого руху, попадає у потік запиленого повітря, збільшуючи його обертання. Очищений в корпусі 3 газ подається в патрубок виходу очищеного повітря 6, до якого приєднаний (у верхній його частині) жалюзійний відокремлювач 8 з жалюзі 9. Жалюзі 9 виконані випуклими з радіусом кривизни, направленим всередину жалюзійного відокремлювача 8, і розташовані з мінімальним кутом атаки (кутом між напрямком руху газового потоку в патрубку 6 і площиною кожної жалюзі). Підходячи до відокремлювача 8, газовий потік з дрібнодисперсними частинками повертає в щілині 10 між жалюзі 9 і проходить назовні відокремлювача у верхній корпус апарата 12. Дрібнодисперсні частинки через свою інертність не встигають за потоком, співударяються із жалюзі 9, відскакують і сповзаючи вниз, збираються в малому бункері відокремлювача 14, а очищене повітря викидається назовні через патрубок виходу очищеного повітря 13. Стінка бункера 14 поділяє патрубок 6 виходу очищеного повітря з корпусу 3 на дві частини (на вигляді зверху створює два концентричні циліндри) таким чином, що очищений в ниж-

ньому корпусі 3 пилогазовий потік виходить з корпусу 3 вздовж емності, створеної циліндрами із зовнішнім діаметром D і внутрішнім з діаметром D_1 .

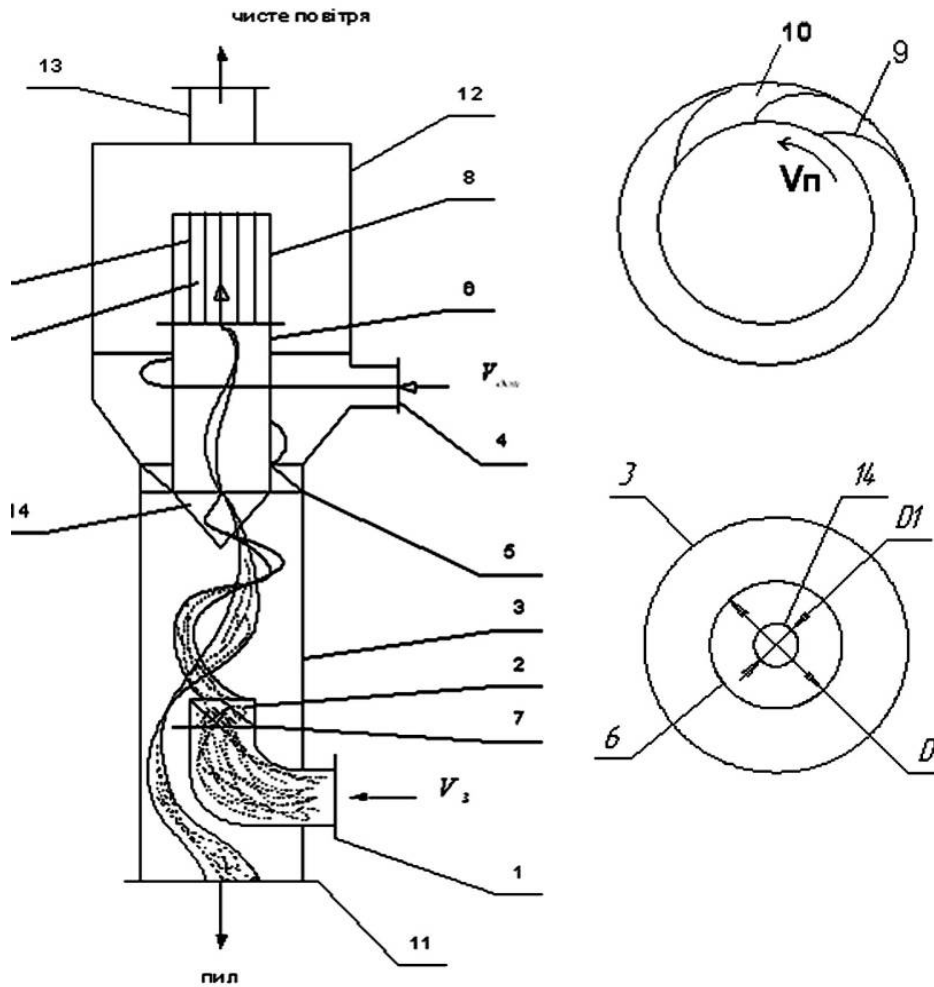


Рис. 1. Вихровий пиловловлювач

Отже в апараті основний і допоміжний пилогазові потоки подаються в корпус 3 апарата тангенціально через патрубки 1 і 4, закручуються завихрювачами 2 і 5 назустріч один одному, підсилюючи тим самим ефект дії відцентрових сил і сил тяжіння.

У запропонованій конструкції розташування жалюзійного відокремлювача поза корпусом апарата 3 і конструюванням його таким, що він є продовженням вихідного патрубка очищеного повітря 6 з корпусу 3 дозволяє уникнути турбулізації потоку і виділити його окремим елементом – другою ступінню очистки. Таким чином газовий потік, який пройшов очистку у корпусі 3 вихрового пиловловлювача, виводиться з нього через патрубків 6 і попадає в другу ступінь очистки у додатковому корпусі 12 – під дією інерційних сил у жалюзійному відокремлювачі 8. Виділений пил лишається всередині відокремлювача 8 і випадає в бункер 14, а очищене повітря проходить через щілини 10 між жалюзі 9 відокремлювача і попадає в верхній додатковий корпус 12, звідки виводиться назовні через патрубок виходу очищеного повітря 13. Таким чином, залишаючи незмінним вихровий пиловловлювач II, показаний на рис. 4.4, ми проводимо додаткову очист-

ку того газу, який в звичайному стані викидається вже назовні, тим самим підвищуємо ефективність очистки повітря від дрібнодисперсного пилу.

В існуючих конструкціях вихрових пиловловлювачів очищене повітря, яке виходить через вихлопний патрубок 6, викидається з корпусу 3 назовні. У запропонованій конструкції [128] відбувається додаткове очищення цього повітря від дрібнодисперсних частинок пилу в додатковому корпусі 12 апарата, який містить в собі другу ступінь очистки – жалюзійний відокремлювач.

Оснащення пиловловлювача додатковим корпусом 12, розташованим у верхній частині апарата над патрубком вводу допоміжного газу 4, який є продовженням основного корпусу 3, в якому коаксійно розташований жалюзійний відокремлювач, дозволяє очистити повітря, яке вже очищене від великодисперсного пилу в нижньому корпусі 3, від дрібнодисперсних частинок, які це повітря викидало назовні в попередніх конструкціях. Тобто повітря додатково очищується в другому ступені – жалюзійному відокремлювачі 8, а це має призвести до значного збільшення ефективності пиловловлення.

Принципово нове виконання жалюзі відокремлювача, яке запропоноване нами дозволяє створити мінімальний кут атаки – кут між траєкторією руху пилогазового потоку і площиною кожної жалюзі, а це створює найсприятливіші умови для обтікання їх потоком і виходу очищеного повітря через додатковий корпус і патрубок назовні. Тверді частинки дрібнодисперсного пилу, які несе з собою цей потік, мають таким чином найсприятливіші умови для сепарації з цього потоку за рахунок відбиття від жалюзі, тобто зростає ймовірність їх стикання з жалюзі і відбиття їх в його середину, що в свою чергу підвищує ефективність його роботи.

Статистична обробка експериментальних даних проводилася у відповідності з загальноприйнятою методикою. Визначимо умови, при яких можна досягти збільшення ефективності вловлення пилу та вплив основних факторів на процес вловлення пилу.

Математична модель роботи даного апарата найкраще описується рівнянням 3-го порядку з урахуванням сумісних ефектів:

$$\begin{aligned} \% \text{ вловлення пилу} = & -0,0874 \cdot x_1 + 2,2168 \cdot x_2 - 0,6249 \cdot x_3 + 0,5445 \cdot x_1 x_2 - 1,8450 \cdot x_1 x_3 - \\ & 2,2258 \cdot x_2 x_3 + 1,3699 \cdot x_1 x_2 x_3 + 0,0372 \cdot x_1^2 - 0,2646 \cdot x_2^2 + 0,5722 \cdot x_3^2 + 0,0405 \cdot x_1^3 + 0,4095 \cdot x_2^3 \\ & + 0,8243 \cdot x_3^3 \end{aligned}$$

де x_1 – розхід повітря; x_2 – розмір пилу; x_3 – маса частинки пилу;

Усі параметри пилу обраховані в стандартизованому вигляді (в безрозмірних одиницях), щоб запобігти впливу величин розмірностей і мати можливість оцінити „вагу” кожного фактору.

Як видно з розгляду і оцінок коефіцієнтів при членах даної моделі, найбільший вплив на ступінь вловлення пилу справляє фактор розміру пилу та сумісні з ним ефекти (коефіцієнти при членах $\cdot x_2$ та $\cdot x_2 x_3$ дорівнюють, відповідно, 2,217 та 2,226).

Оцінка сум коефіцієнтів при лінійних, квадратичних та кубічних членах ($a_i + a_i^2 + a_i^3$) також найбільша для фактора розміру пилу. Ця величина складає 2,362 для ($a_2 + a_2^2 + a_2^3$) і вчетверо перевищує аналогічну для фактора маси частинок пилу ($a_3 + a_3^2 + a_3^3 = 0,772$). Отже, чим більше розмір фракцій пилу, тим краще він буде вловлюватись.

При оцінці сумісних ефектів впливу можна бачити, що як і раніше, фактор розміру пилу найбільш вагомий серед інших. Для нього величина ($a_2 + a_2^2 + a_2^3 + \sum a_2 a_x$) складає 2,050. Навпаки, вплив маси частинки пилу з урахуванням сумісних ефектів взаємодії всіх факторів ($a_3 + a_3^2 + a_3^3 + \sum a_3 a_x$) дорівнює $-1,929$. Отже, і в даному випадку „вага” цього показника нижча, ніж для розміру пилу. Негативний знак для даної суми свідчить, що збільшення ступеня пиловловлення буде відбуватися із зменшенням ма-

си пилу. Це можна пояснити тим, що тут врахований сумісний ефект маси пилу і розходу повітря. Цей ефект значно погіршує процес пиловловлення (коефіцієнт при $x_1 x_3 = -1,845$). Ясно, що чим більша маса частинки, тим слабше на неї впливає швидкість руху повітря, тобто його витрата.

Загальний аналіз всіх коефіцієнтів при всіх членах наведеної статистичної моделі процесу пиловловлення показує, що за їх „вагою” всі досліджувані фактори можна розмістити в порядку збільшення їх впливу наступним чином:

$$M_1=0,0597 \quad M_2=-1,9293 \quad M_3=2,0503$$

Розхід повітря < маса частинки пилу < розмір пилу

Перевірка результатів теоретичних досліджень і визначення області оптимальних значень параметрів робочого процесу і ефективної роботи апарата виконана відповідно до поставленої мети та задач досліджень.

Головним показником ефективності роботи апарата є ефективність пиловловлення (Y)

Фактори, що впливають на ефективність пиловловлення наступні:

x_1 (α) - кут повороту напрямку руху при проходженні пилоповітряної суміші крізь жалюзі, градуси;

x_2 (V) - швидкість руху пилоповітряної суміші у вхідному патрубку, м/с;

x_3 (δ) - розмір пилу, мкм;

x_4 (H/d) - співвідношення висоти патрубка виходу чистого повітря H до діаметра пиловипускного патрубка d ;

x_5 (β) - кут нахилу пиловипускного патрубка до горизонтальної осі, градуси;

x_6 (γ) - концентрація пилу, г/м³.

Визначення ефективності пиловловлення як функції від шести незалежних факторів $Y = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ проводилися з використанням D – оптимального плану з зірковими точками. Варіювання факторами передбачалося на трьох основних рівнях (верхній +1, нижній -1, нульовий 0) і двох додаткових (+ *, - *). Діапазони варіювання змінними встановлені на підставі раніше проведених експериментів.

Опис поверхні відгуку в локальній області отриманий в результаті реалізації 1/2 репліки повного факторного експерименту типу 2^{6-1} при генеруючому співвідношенні $x_6 = x_1 x_2 x_3 x_4 x_5$.

Для знаходження зіркового плеча визначалося значення φ ,

$$\varphi = \sqrt{\frac{2^k}{n}} = \sqrt{\frac{2^{6-1}}{45}} = \sqrt{\frac{32}{45}} = 0,8432,$$

де k - число чинників; n - число дослідів.

Зіркове плече d ,

$$d = \sqrt{\frac{n\varphi - 2^k}{2}} = \sqrt{\frac{45 \cdot 0,8432 - 2^{6-1}}{2}} = 1,724.$$

В результаті математичної обробки експериментальних даних отримано адекватне рівняння регресії залежності ефективності пиловловлення від вище перелічених факторів. Для виключення систематичних помилок була проведена рандомізація дослідів по датчику випадкових чисел. Кожний експеримент проводився тричі, а загальна дисперсія відтворності визначалася як середнє значення дисперсій по окремих дослідях. Однорідність дисперсій перевірялася по критерію Кохрена, що дозволило зробити висновок про повноту факторів.

В результаті математичної обробки експериментальних даних отримано адекватне рівняння регресії залежності ефективності пиловловлення від вищенаведених факторів

$$Y_1 = 95,4875 + 1,228641 x_1 + 0,752997 x_2 + 3,927857 x_3 - 1,70012 x_4 + 0,084334 x_5 + 2,775538 x_6 - 1,11558 x_1^2 + 0,0625 x_1 x_3 + 0,0625 x_1 x_4 - 0,00625 x_1 x_5 + 0,0375 x_1 x_6 - 0,94736 x_2^2 - 0,01875 x_2 x_3 - 0,01875 x_2 x_4 + 0,0375 x_2 x_5 - 0,00625 x_2 x_6 - 2,29317 x_3^2 + 0,04375 x_3 x_4 - 0,025 x_3 x_5 + 0,05625 x_3 x_6 - 2,04083 x_4^2 - 0,025 x_4 x_5 + 0,05625 x_4 x_6 - 1,78849 x_5^2 - 0,94736 x_6^2.$$

Перевірка адекватності опису поверхонь відгуку поліномом 2-го ступеню виконувалась по F -критерію (критерію Фішера)

$$F = \frac{S_{\text{аа}}^2}{S_{\text{аііііі}}^2} = \frac{0,202}{0,164} = 1,232 < F_{\text{тааіі}} \approx 1,7.$$

В залежності фактори x_1 - x_6 наведені в кодових значеннях. Для переходу від кодів значень до фактичних використовується наступна залежність:

$$\alpha = 25x_1 + 135; V = 3x_2 + 20; \delta = 17x_3 + 30; H/d = 0,7x_4 + 2,5; \beta = 6x_5 + 45; \gamma = 1,5x_6 + 3.$$

В результаті аналізу рівнянь виявлена залежність ефективності пиловловлення від окремо взятих факторів. Графіки залежності наведені на рис. 2 – рис. 7.

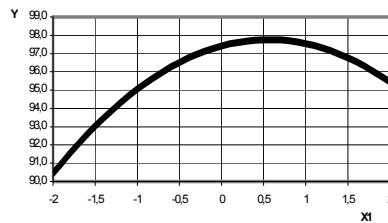


Рис.2. Залежність ефективності пиловловлення від кута повороту напрямку руху при проходженні пилоповітряної суміші крізь жалюзі

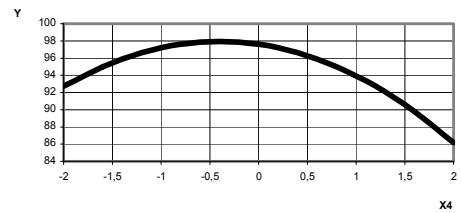


Рис. 3. Залежність ефективності пиловловлення від швидкості руху пилоповітряної суміші

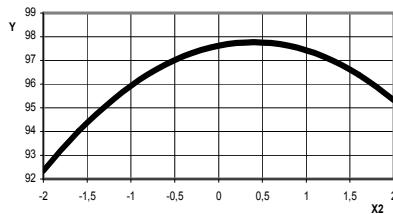


Рис. 4. Залежність ефективності пиловловлення від розміру пилу

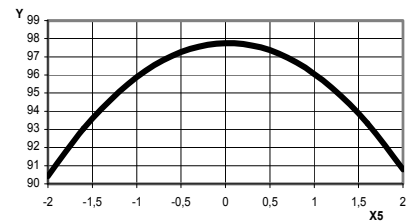


Рис. 6. Залежність ефективності пиловловлення від кута нахилу пилівипускного патрубкa

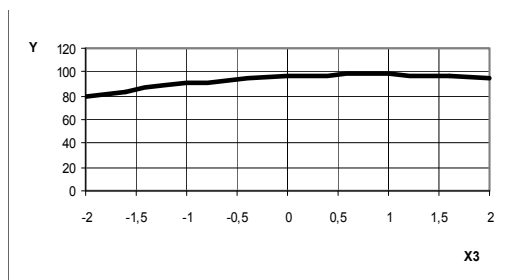


Рис. 5. Залежність ефективності пиловловлення від співвідношення H/d

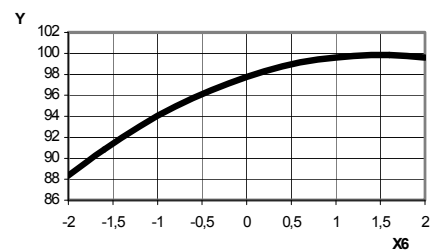


Рис. 7. Залежність ефективності пиловловлення від концентрації пилу

Виконання патрубк виходу очищеного повітря з першого корпусу 6 у вигляді двох циліндрів з певним співвідношенням діаметрів дозволяє запобігти змішуванню дрібнодисперсних частинок, виділених з потоку з пилоповітряним потоком, який виходить з корпусу 3, що також веде до збільшення ефективності роботи апарата.

При зменшенні швидкостей руху потоку в корпусі апарата - при проходженні через отвори між жалюзі, згідно закону Бернуллі, збільшується статичний тиск навколо відокремлювача. При наявності, наведених вище, оптимальних умовах роботи апарата значно зменшується підсос газу в місці стику корпусу з бункером, а по центру пиловловлювача з бункера його рухається вторинний гвинтоподібний вихор знизу вверх зі значно меншими радіусом і швидкістю, що виключає або зменшує кількість захопленого ним пилу, а це в свою чергу призводить до збільшення ефективності пиловловлення.

На експериментальному стенді національного університету „Львівська політехніка" проведені порівняльні дослідження запропонованого пиловловлювача з циклоном ЦН-11, які довели переваги його перед відомим найбільш ефективним на сьогоднішній день апаратом циклоном ЦН-11, а саме вдалося збільшити ефективність пиловловлення в запропонованому пиловловлювачі на 2-4% за рахунок розміщення жалюзійного відокремлювача в окремому корпусі, розташованому над патрубком вводу вторинного газового потоку, зменшивши при цьому гідравлічний опір його на 80-100 Па, а габаритні розміри – в 1,2 рази.

Таким чином в наведеній конструкції відбувається: вирівнювання потоків усередині корпусу апарата, заспокоєння потоку, зниження швидкості турбулентних вихорів, зменшення радіуса вторинного вихору, який рухається гвинтоподібно знизу вверх назустріч руху пилогазової суміші, яка рухається зверху донизу і виключається підсос газу в місці стику корпусів, а це в свою чергу значно підвищує ефективність роботи апарата, і знижує його гідравлічний опір.

Висновки по роботі та перспективи подальших досліджень. Нам вдалося створити пиловловлювач, який дозволив підвищити ефективність пиловловлення на 2-4%, що дало змогу знизити концентрацію пилу у системах повітропостачання пневматичних машин до гранично-допустимих норм, зменшивши при цьому енерго- та металоємність, а це відкриває широкі перспективи для його впровадження.

У даний час розробляються креслення дослідно-промислового взірця апарата для впровадження його для пилоочистки в системах повітропостачання пневматичних машин.

Л і т е р а т у р а

1. Единая методика сравнительных испытаний пылеуловителей, під редакцією Г.М.Гордона, Г.М. Зайцева, П.А.Коузова, Л-д., 1967 р.
2. Батлук В.А., Шелюх Ю.С. Високоєфективний пиловловлювач, деклараційний патент України на винахід №62071А від 22.08.2002 р., опубл. 15.12.2003р., бюл.12.
3. Батлук В.А., Шелюх Ю.С. Вихровий пиловловлювач, деклараційний патент України на винахід №53864А від 4.12.2001 р., опубл. 17.12.2003р., бюл.2.

Батлук В.А., Джигирей В.С., Дадак Ю.Р.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КІЛЬКОСТІ ЖАЛЮЗИ
ВІДОКРЕМЛЮВАЧА НА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР АПАРАТА**

Досліджуються оптимальні конструкційні параметри жалюзійного відокремлювача запропонованого апарата для оптимізації його роботи за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментально. Визначено залежність впливу кількості жалюзи відокремлювача на гідравлічний опір апарата.

Постановка проблеми. Циклони відносяться до пиловловлювачів IV, V класу ефективності, тому вони ефективно (> 99%) вловлюють пилову фракцію розміром >50 мкм [2], хоча вдосконалені, сучасні циклони можуть знепилювати фракції розміром до 5 мкм. Особливістю деревообробної промисловості є те, що більшість технологічних операцій супроводжується утворенням пилу з дисперсністю менше 40 мкм, тому ефективність циклона у даному випадку лежить в межах 45% [3]. Ця проблема вирішується за рахунок встановлення кількох ступенів очищення шляхом поєднання циклонів та рукавних фільтрів, але така система характеризується значним гідравлічним опором і підвищує витрати енергії на знепилення.

Сучасні вдосконалені конструкції циклонів повинні базуватись на теоретичних розробках та аналізі ефективних конструктивних рішень перевірених в процесі експлуатації цих апаратів. Насьогодні в промисловості недостатньо впроваджуються сучасні розробки, а часто застосовуються апарати, розроблені в 70-80 роках. Це зумовлено переважно тим, що існує ряд підприємств, які займаються виготовленням певних конструкцій циклонів, які важко переорієнтувати на випуск нової продукції. Найбільш вивченими та поширеними в деревообробній промисловості є циклони „Гипродревпрома” (Ц), „НИИОГаза” (ЦН-11, ЦН-15), та циклони Клайпеда (К), однак вони не відповідають достатньою мірою вимогам щодо ефективності очищення пилових викидів. Їх ефективність є невисокою, а технологічне вирішення призводить до труднощів в процесі їх експлуатації.

Тому, враховуючи недоліки існуючих апаратів для знепилення, нами розроблено та досліджено апарат, який поєднує в собі відцентровий та інерційний ступені очищення за рахунок розташування на його осі жалюзійного відокремлювача [1].

Аналіз останніх досліджень. Пошуки шляхів вирішення проблеми ефективного очищення пилогазових потоків спонукали до створення пиловловлювальних апаратів, що поєднують в собі дію кількох апаратів. Для ефективного очищення пилогазових потоків в широкому діапазоні витрат був створений відцентровий пиловідокремлювач [4], який суміщає в своїй роботі позитивні характеристики циклонів і відцентрових ротаційних пиловідокремлювачів (ВРП): ефективну роботу циклонів в області підвищених витрат і ВРП в області малих витрат. Це дозволило отримати апарат, який має малу залежність від витрат [4]. Крім циклонів існують пиловловлювачі, в яких відокремлення твердої фази від газоподібної відбувається також відцентровою силою. До них відносяться прямооточні пиловловлювачі з нерухомим імпелером [5]. Однак внаслідок великих швидкостей газового потоку в них відбувається захоплення очищеним газом значної кількості завихорених частинок, які утворюються біля стінки, спричиняючи зворотний "відскок" у газовий потік.

Переважає більшість новостворених апаратів має обмежене застосування в процесах пилоочищення в деревообробній промисловості внаслідок низької ефективності, та значних витрат енергії в процесі експлуатації.

Мета роботи. Завдання дослідження - у визначення оптимальних конструкційних параметрів жалюзійного відокремлювача запропонованого апарата з метою оптимізації його роботи за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальне визначен-

ня залежності впливу кількості ґраток жалюзійного відокремлювача на гідравлічний опір апарата.

Виклад основного матеріалу У запропонованому пиловловлювачі (рис. 3, а) пилоповітряна суміш надходить тангенційно через вхідний патрубок у корпус апарата. Під дією відцентрових сил частинки пилу більшої маси відкидаються до циліндричної частини корпусу апарата, і під дією сил тяжіння сповзають вниз – спочатку вздовж циліндричної, а потім конічної частини до патрубку виходу пилу і через нього в бункер. Частинки пилу меншої маси, що захоплюються потоком вже очищеного від великих фракцій повітря, рухаються в напрямку жалюзійного відокремлювача (рис. 3, б) і після удару об жалюзі не відбиваються на значну відстань від них, а, продовжуючи рух вздовж жалюзі, досягають кінця відокремлювача і вловлюються, захоплюючись потоком масивніших частинок пилу. Очищене таким чином повітря обминає жалюзі з мінімальним кутом атаки і потрапляє в середину жалюзійного відокремлювача. Отже, в апараті відбувається двоступеневе очищення повітря від пилу – під дією відцентрових сил на рівні верхньої суцільної частини жалюзійного відокремлювача і під дією сил інерції при проходженні через жалюзі відокремлювача.

Перед проведенням експерименту на діючій моделі пиловловлювача (рис. 3, а), було проведено комп'ютерне моделювання для порівняння з результатами експерименту. Для цього була створена твердотільна модель нової конструкції апарата (рис.1) у студентській версії пакету SolidWorks. Дослідження аеродинамічних процесів в циклоні проводилося за допомогою студентської версії програми CosmosFloworks, математичний апарат, якої розкрито в роботі [6].

Швидкості потоку повітря поблизу жалюзійної решітки зображено на рис. 2, і одержані результати показують, що поблизу жалюзі швидкість є меншою, ніж на певній віддалі від неї. Характерним є зниження швидкості потоку поблизу вгнутої частини жалюзі, тому їх недоцільно надмірно вигинати.

В результаті дослідження впливу кількості жалюзі відокремлювача на гідравлічний опір пиловловлювача одержали залежність, наведену на рис. 4, (крива. 3). Використання жалюзійного відокремлювача з кількістю жалюзі $z_p < 12$ є недоцільним, оскільки при цьому значно зростає крок жалюзі t_p , що в свою чергу призведе до зниження ефективності пиловловлювача. Дослідження проводили при швидкості потоку повітря у вхідному патрубку 18 м/с. При збільшенні кількості жалюзі від 12 до 15 гідравлічний опір апарата зростає, після чого дещо спадає до значення ~ 950 Па і до $z_p = 21$ є практично сталим. При кількості жалюзі 22-24 опір апарата різко зростає до значення 1020 Па, що може бути пояснено виникненням вихорових повітряних потоків у міжжалюзійному просторі відокремлювача [7]. Коли кількість жалюзі $z_p = 25-30$ – опір знижується до ~ 950 Па.

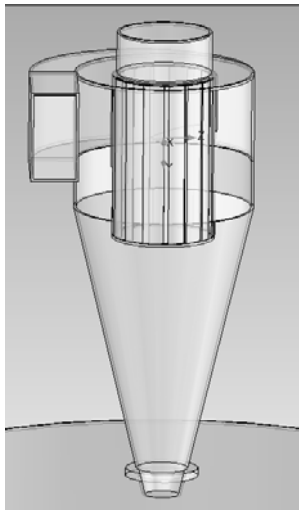


Рис. 1. Твердотільна модель пиловловлювача з жалюзійним відокремлювачем

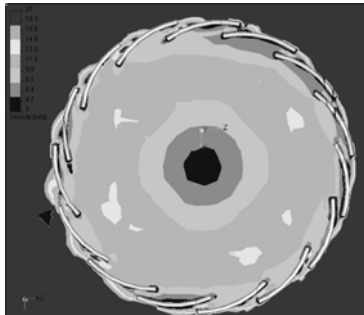


Рис. 2. Швидкості потоку повітря поблизу жалюзійної решітки

При збільшенні кількості жалюзі $z_p > 30$, гідравлічний опір знову починає зростати, що може бути пояснено значним зменшенням щілини між жалюзі. Таким чином, ми приходимо до поняття „оптимальна кількість жалюзі z_{p0} “, під якою будемо розуміти таку кількість при якій гідравлічний опір циклона буде мінімальним при достатній його ефективності. Значення z_{p0} залежить від таких факторів, як – продуктивність апарата, співвідношення геометричних розмірів жалюзійного відокремлювача. У розглянутому прикладі різниця між гідравлічним опором циклона при $z_p=21$ та $z_p=22$ складає 18%. Тому для усунення явища різкого зростання енерговитрат на очищення необхідно дослідити доцільність використання жалюзійного відокремлювача зі змінним кроком жалюзі.

Для експериментального вивчення впливу кількості жалюзі у жалюзійному відокремлювачі на гідравлічний опір апарата та порівняння з результатом комп'ютерного моделювання, були виготовлені жалюзійні решітки з кількістю жалюзі відповідно $n=13, 20, 25, 30, 32, 35$.

Отримані залежності, подано на рис. 4. Зі збільшенням кількості жалюзі (крива 2) у відокремлювачі від 13 до 30 гідравлічний опір циклона повільно зростає. Проте у цьому діапазоні спостерігається як зростання, так і спадання гідравлічного опору. Найменший гідравлічний опір пиловловлювача зафіксовано при кількості жалюзі у відокремлювачі 13, він становить 990 Па. Зі збільшенням кількості жалюзі до 20 опір зростає до 1030 Па, та при 25 – до 1090 Па. При кількості жалюзі 30 опір циклона дещо знижується до значення 1060 Па. Далі зі збільшенням кількості жалюзі гідравлічний опір циклона починає різко зростати.

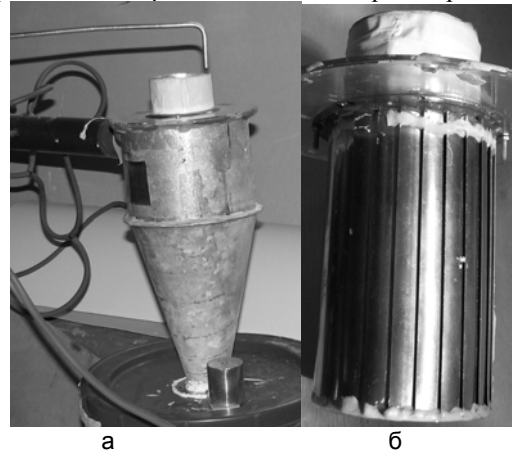


Рис. 3. Пиловловлювач (а) та жалюзійний відокремлювач (б)

Певне коливання гідравлічного опору циклона пов'язане з виникненням у просторі між жалюзі вихорових потоків. Тому рекомендується застосування жалюзійного відокремлювача зі змінним кроком розміщення жалюзі, що підтверджено результатами

комп'ютерного моделювання (крива 1). Приріст кожного наступного кроку складає 0,5 мм і, як видно з рис. 4, різких стрибків гідравлічного опору не спостерігається.

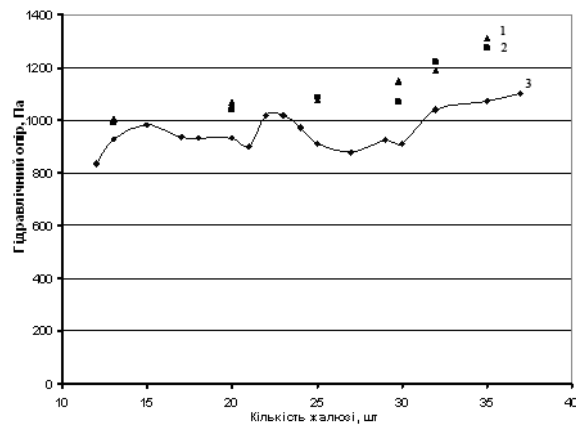


Рис. 4. Графік залежності гідравлічного опору апарата від кількості жалюзі жалюзійного відокремлювача:

1 – комп'ютерне моделювання зміни кроку жалюзі; 2 – експериментальне дослідження зміни кількості жалюзі при незмінному кроці; 3 - комп'ютерне моделювання зміни кількості жалюзі

Висновки. Аналізуючи отримані графічні залежності, можна говорити про доцільність проведення комп'ютерного моделювання перед проведенням досліджень експериментальної моделі пиловловлювача, оскільки результати експерименту та комп'ютерного моделювання достатньо близькі.

Оптимальна кількість ґраток в основному залежить від продуктивності сепаратора та співвідношення геометричних розмірів жалюзійного відокремлювача. Рекомендованою є кількість жалюзі в діапазоні від 12 до 30.

Можна стверджувати, що застосування жалюзійного відокремлювача зі змінним кроком розміщення жалюзі в апаратах даного типу є доцільним, оскільки дозволяє рівномірно розподіляти повітряний потік при проходженні через жалюзійний відокремлювач, уникаючи при цьому надмірної його турбулізації у міжжалюзійному просторі. Дослідження впливу кількості жалюзі на гідравлічний опір апарата необхідно доповнити дослідженнями на запиленому повітрі для визначення оптимального співвідношення між ефективністю та енергозатратами на знепилення, які і проводяться в даний час на напівпромисловому взірці запропонованого апарата.

Література

1. Батлук В.А., Батлук В.К., Джигирей В.С., Дадак Ю.Р. „Пересувний пиловловлювач”, деклараційний патент на винахід № 71275А від 16.12. 2003, В01D45/00, опубл. 15.11.2004 бюлетень № 11.
2. . Пирумов А.Н. Обеспыливание воздуха.-М.: Стройиздат, 1981. – 296 с.
3. Козориз Г.Ф. Пневматический транспорт деревообрабатывающих предприятий. – М.: Машиностроение, 1968. – 122 с.
4. Демиденко А.А. Стабилизация процесса отделения твёрдых примесей из пылегазового потока, меняющегося в широком диапазоне расходов// Вопросы прикладной аэрогидромеханики и тепломассообмена.- Томск.- 1983.- с. 82 - 87.
5. Страус В., Промышленная очистка газов. Изд. “Мир”,1981. -616с.
6. SolidWorks. Компьютерное моделирование в современной практике/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. –СПб.: БХВ-Петербург, 2005.–800с.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Изд-во „Наука”, Гл. ред. физ.-мат. лит.-ра, 1978. – 736 с.

Батлук В.А., Мельніков О.В., Ступницька Н.В.,
Яцюк Р.А., Проскуріна І.В.

ПРИНЦИПОВО НОВІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЧИСТОТИ ПОВІТРЯ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧНИХ АГРЕГАТІВ

В статті наводяться дані, які підтверджують тезис про неможливість сьогодні вловлювати дрібнодисперсний пи́л, тому запропонована принципово нова конструкція відцентрово-інерційного пиловловлювача, дослідження якої дозволяють стверджувати про підвищення ефективності вловлення такого типу пилу на 10 – 12 % і зменшення енерго—та металосмості.

Постановка проблеми. Сьогодні прийшов час серйозного переосмислення людством відношення до природи, час об'єднання зусиль націй і народів у боротьбі за порятунок біосфери планети, здійснення нових локальних, регіональних і міжнародних програм подальшого розвитку й виживання, які повинні базуватися на нових соціально-політичних основах, глибоких екологічних знаннях і підвищенні загальнолюдської екологічної свідомості.

Для майбутнього людства наступні кілька десятиріч будуть визначальними, або співробітництво націй вирішить найглобальніші екологічні проблеми, або почнеться незворотна деградація біосфери й поступова загибель цивілізації. Планета вже не витримає антропогенного тиску: збільшення у два рази кількості населення всього за кілька десятиріч, концентрація його головним чином у містах, 5-10-кратний приріст економічної активності менше, ніж за сторіччя; стихійне збільшення різних перетворень у сільському господарстві, енергетичних і промислових системах, супермілітаризація суспільства й нагромадження величезної кількості глобально небезпечної ядерної й хімічної зброї. Нові технології й потенційно необмежений доступ до інформації відкривають нові перспективи позитивного й негативного перетворення навколишнього середовища.

Кожна галузь застосовує діяльності людства має свої складні й важливі завдання, але головна проблема впливає з їх системного характеру. Через це навколишнє середовище й розвиток, які ще зовсім нещодавно вважалися ізольованими один від одного, виявилися тісно зв'язаними. Пов'язуються також окремі галузі знань, організації, відомства, країни.

Екологічна освіта стала також ключевим елементом програми АВ («Людство й Біосфера»), у здійсненні якої Україна бере активну участь. Ця програма виконується по декількох проектах міжнародної програми, у якій беруть участь близько 40 організацій НАН України, 50 вузів, 125 галузеві науково-дослідні організації (близько 5 тис. фахівців, 200 докторів й 600 кандидатів наук).

Підвищення культури громадян України в спілкуванні із природою, екологічна підготовка кадрів в умовах складного перехідного періоду здобувають найважливіше державне значення, оскільки покликані допомогти в рішенні життєво важливих соціально-економічних, еколого-економічних і геополітичних проблем. Аналіз тенденцій глобальних, регіональних і локальних змін у природних екосистемах і біосфері в цілому визначає необхідність про необхідність формування у молоді фундаментальних економічних знань і культури спілкування із природою, необхідних навичок раціонального природокористування, екологізації практично всіх навчальних дисциплін.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Найбільші досягнення в галузі відцентрового вловлення твердих частинок з газових та рідинних потоків для потреб пневматичних систем треба відмітити в частині апаратурного оформлення (конструювання), а не наукових розробок, що пояснюється з одного боку накопиченням багаторічного досвіду експлуатації промислових апаратів, а з другого – великою складністю

описування окремих явищ і характеристик гетерогенних систем: тверде тіло – газ, тверде тіло – рідина в відцентровому полі. Тому теорія роботи циклонів ще не вдосконалена і не дає можливості розраховувати циклони різних конструкцій. До цього часу тільки емпіричним шляхом вирішується питання про найвигідніші форми циклонів.

Всі вдосконалення, які проводяться в циклонах, можна розділити на наступні групи: при підводі запиленого потоку в апарат (вхідний патрубок), сам корпус апарата, при відводі очищеного повітря з апарата (вихідний патрубок чистого повітря) і пилу (бункер і вихідний патрубок виділеного в ньому пилу).

Ми будемо розглядати тільки варіанти вдосконалень в корпусі апарата, при цьому вихідний патрубок чистого повітря – елемент, що найчастіше піддається дослідженню. Це зв'язано з необхідністю боротьби з вторинним виносом дрібнодисперсного пилу за рахунок радіальних стоків.

Мета роботи. Створення пиловловлювача, в якому за рахунок удосконалення патрубку виходу очищеного повітря досягається збільшення ефективності вловлення дрібнодисперсного пилу, зменшивши при цьому енерго- і металоємність.

Виклад основного матеріалу. Недоліком відомої конструкції являється наявність вторинного вихора, що спрямований з бункера апарата назустріч основному гвинтоподібному руху пилоповітряної суміші, яка рухається зверху вниз, що веде до всмоктування в вихідний патрубок чистого повітря вже виділеного з основного потоку пилу, а це веде до зменшення ефективності пиловловлення.

В основу нашої роботи поставлено завдання створення пиловловлювача, в якому вторинний вихор направлений з бункера апарата назустріч основному гвинтоподібному руху пилоповітряної суміші зверху вниз не може попасти в жалюзійний відокремлювач а звідти в патрубок виходу чистого повітря через наявність у відокремлювачі суцільного дна, розташованого навпроти патрубка виходу пилу, що в свою чергу веде до збільшення ефективності його роботи.

Пиловловлювач складається із корпусу 1 (рис.1), всередині якого коаксіально розташований жалюзійний відокремлювач 2 (фіг.2) із спіральною напрямною 3. Спіральний вхідний патрубок 4 встановлений над жалюзійним відокремлювачем 2. Жалюзійний відокремлювач 2 в верхній частині прикріплений до вихідного патрубка чистого повітря 5. В нижній частині корпусу 1 є пиловипускний патрубок 6, з'єднаний з бункером 9. Жалюзійний відокремлювач 2 складається з опуклих алюмінієвих жалюзі 7, що повернуті опуклою стороною назустріч повітряному потоку і має суцільне дно 8.

Пиловловлювач працює наступним чином.

Пилоповітряна суміш подається тангенційно через вхідний патрубок 4 всередину корпусу 1, де здійснює гвинтоподібний рух зверху вниз навколо вихлопної труби 5 і жалюзійного відокремлювача 2. При цьому великі частинки пилу під дією відцентрової сили відкидаються до внутрішньої поверхні корпусу циклона 1, тобто відбувається первинна очистка газу. Відокремлені від газового потоку тверді частинки пилу рухаються гвинтоподібно зверху вниз вздовж циліндричної і конічної частини корпусу апарата 1 і виводяться із циклона через пиловипускний патрубок 6.

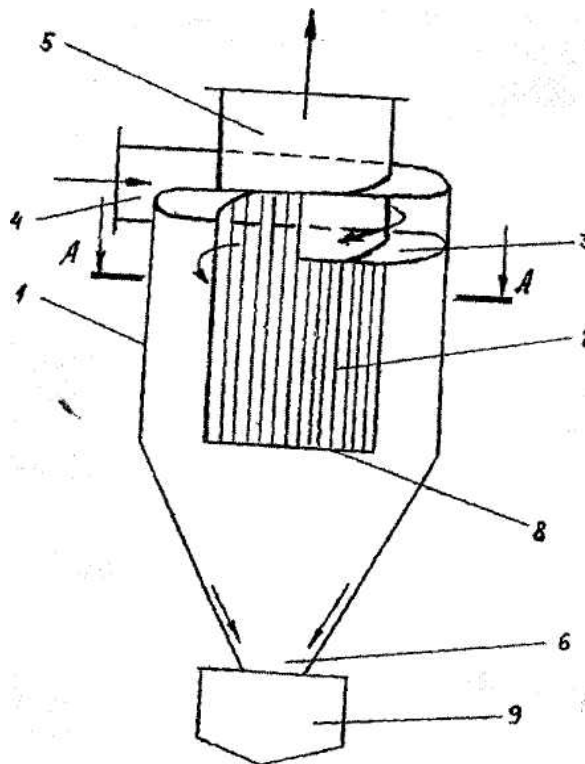


Рис.1. Пилловловлювач

Розділений потік газу рухається гвинтоподібно зверху вниз вздовж жалюзійного відокремлювача 2 і входить поступово в нього крізь щілини між жалюзі 7, здійснюючи при цьому різкий поворот малого радіуса на кут більший 90° , але менший 180° . Частинки пилу також виконують обертання в напрямку щілини, але завдяки силі інерції радіус їх обертання більший, ніж в течіях повітря, за рахунок чого вони пролітають повз щілини, вдаряються об жалюзі 7, відбиваються від них і попадають знов у повітряний потік, що обертається. Так, здійснюючи декілька співударянь (їх число залежить від маси частинки), тверді частки пилу попадають в конічну частину корпуса 1, звідки, здійснивши ряд обертань, попадають в пиловипускний отвір 6. Таким чином відбувається вторинне відокремлення пилоповітряної суміші.

Однак, існує можливість того, що частинки пилу не отримають при співударі з жалюзі 7 відокремлювача 2 достатню енергію для того, щоб потрапити в повітряний потік, що рухається безпосередньо поруч із жалюзійним відокремлювачем. Тому після декількох співударянь з жалюзі 7 вони цілком можуть потрапити в щілини між жалюзі всередину жалюзійного відокремлювача 2. Щоб запобігти цьому і надати частинкам пилу більшу кінетичну енергію після їх співударяння з жалюзі 7 жалюзійного відокремлювача 2. Цієї енергії, повинно бути достатньо для того, щоб частинки пилу відскочили в пристінний шар пилу, що рухається вздовж внутрішньої поверхні корпуса 1 і не приймали участі у другому відокремленні пилоповітряної суміші. Для цього жалюзі 7 відокремлювача 2 виконані опуклими і розміщені по дотичній до напрямку руху пилоповітряної суміші (забезпечуючи при цьому мінімальний кут атаки - кут між напрямком руху пилоповітряної суміші і площиною кожної жалюзі). На рівні нижнього краю жалюзійного відокремлювача біля внутрішньої стінки корпуса апарата зібрано і продовжує рухатися зверху вниз максимальна кількість пилу, яка через патрубок 6 вводить в бункер 9.

Через наявність певної кількості повітря, що транспортує виділений в апараті пил в бункер 9, та існування різниці тисків в бункері і корпусі апарата в ньому формується вторинний вихор. Цей вихор захоплює по-перше - пил, зібраний вже в бункері, а по-друге - пил, що ще рухається вздовж внутрішньої стінки корпусу 1 до бункера. Щоб запобігти закиданню вторинного вихора, що несе в собі вже виділені частинки пилу, в жалюзійний відокремлювач 2, а через нього і в патрубок виходу чистого повітря 5, жалюзійний відокремлювач 2 оздоблений в своїй нижній частині, що розташована навпроти патрубка виходу пилу 6, суцільним дном 8. Вторинний вихор розбивається об нього, втрачає свою швидкість, зміщується з первинним вихором і разом вони прямують знову в бункер 9, виключаючи цим попадання пилу в жалюзійний відокремлювач 2.

На експериментальному стенді національного університету „Львівська політехніка” проведені дослідження запропонованого пиловловлювача у відокремлювачі якого є суцільне дно, розташоване навпроти патрубка виходу пилу, з аналогічним апаратом, у відокремлювачі якого відсутнє дно. Результати цих досліджень наведені в таблиці 1.

В якості експериментального пилу прийнято кварцовий пісок із медіанним діаметром $(8,32,50) \cdot 10^{-6}$ м.

Таблиця 1

Порівняльні дослідження пиловловлювачів

Витрата повітря, м ³ /год.	Медіанний діаметр пилу, 10 ⁻⁶ м	Ефективність роботи, %	
		Запропонованого	Аналога
1000	8	92,0	84,4
2000		92,9	87,5
3000		93,5	88,6
3500		92,8	87,4
1000	32	94,0	91,1
2000		95,1	92,9
3000		96,2	93,5
3500		96,5	92,8
1000	50	95,9	95,1
2000		96,9	95,8
3000		97,8	96,7
3500		98,2	95,9

Запропонована конструкція пиловловлювача дозволяє зберегти постійними, як швидкість руху пило газопотоку в корпусі пиловловлювача, так і при проходженні через щілини між жалюзі відокремлювача, а наявність герметичного циліндрично-конічного бункера вирівнює тиски всередині корпусу апарата і в бункері. Якщо ж тиск в корпусі і бункері різний, то там, де тиск менший, почнеться підсмоктування газу і таким чином в апараті встановиться циркуляція підсмоктаного газу в очищений газ, що відразу зрушує рівномірність розподілення швидкостей і тисків, а це зразу ж знижує ефективність його роботи.

Таким чином в наведеній конструкції пиловловлювача відбувається: вирівнювання потоків усередині нього, заспокоєння потоку, зниження швидкості турбулентних вихорів, зменшення радіуса вторинного вихору, який рухається гвинтоподібно знизу вгору назустріч руху пилогазової суміші, яка рухається зверху донизу і виключається підсос газу в місці стиску корпусу з бункером, а це в свою чергу значно підвищує ефективність роботи апарата, і знижує його гідравлічний опір. Як видно з таблиці 1, нам вдалося збільшити ефективність пиловловлення в запропонованому пиловловлювачі на 4-6 % в порівнянні з аналогом, зменшивши гідравлічний опір його в 1,2-1,4 рази.

На цьому ж стенді Національного університету "Львівська політехніка" проведені порівняльні дослідження запропонованого пиловловлювача з кращим із існуючих на даний день апаратів для очистки повітря від пилу – циклоном ЦН - 11 на стандартному пилу .(табл.2).

Переваги запропонованої конструкції очевидні, що пояснюється зменшенням сили і швидкості руху вторинного вихору, який рухається з дна апарату, що зводить до мінімуму змішування очищеного повітря з виділеним вже потоком, а це приводить до збільшення ефективності пиловловлення.

Т а б л и ц я 2

Результати порівняльних досліджень

Витрати повітря м ³ /год.	Ефективність пиловловлення, %			
	Запропонованого апарату		Циклона ЦН -11	
	Розмір пилу, 10 ⁻⁶ м.			
	32	50	32	50
1000	94,0	95,9	91,1	93,8
1500	94,7	96,3	92,1	94,5
2000	95,1	96,9	92,9	95,0
2500	95,9	97,2	93,1	95,2
3000	96,2	97,8	93,5	95,8
3500	96,5	98,2	94,1	96,2

Висновки по роботі та перспективи подальших досліджень Проведені порівняльні дослідження запропонованого пиловловлювача, у якому жалюзійний відокремлювач має суцільне дно, що розташоване навпроти патрубку виходу пилу, і апарата, у якого патрубок виходу очищеного повітря не має суцільного дна, довели, що шляхом проведених вдосконалень нам вдалося підвищити ефективність вловлення пилу на 4-5%, зменшивши при цьому металоємність в 2 рази, а енергоємність в 1,5 рази, що відкриває широкі перспективи для його впровадження.

Нами створена база даних "Model.mdb", яка містить дані, що стосуються пиловловлювачів та засоби їх обробки. В базі даних реалізовано зручний інтерфейс користувача, який дозволяє розрахувати параметри пиловловлювачів та їх ефективність на основі даних, що містяться в базі даних та введених користувачем змінних величин: витрат повітря в апараті (м³/год) та розміру частинок пилу (10⁻⁶ м). Поняття (розмір частинок пилу) містить в собі наступні параметри: дисперсний і хімічний склад, морфометричні характеристики і густину. Назви пиловловлювачів, їх конструктивних параметрів і формули для їх розрахунку є наперед заданими, користувач не зможе безпосередньо змінювати їх.

Таким чином увівши вищезазначені параметри, ми зможемо автоматично отримати тип апарата для високоефективного вловлення пилу для даного типу виробництва, а потім увівши його тип у наступну програму – автоматично отримати порядок його підбору, розрахунку та конструкцію.

Банк даних типів пиловловлювачів, які приймають участь у цій системі може постійно оновлюватися та замінюватися.

Нам вдалося створити таку систему вибору апарату для очистки повітря від пилу, яка дозволяє для кожного конкретного виробництва підібрати таку схему процесу, яка в стані забезпечити для даного виробництва пиловловлювання з максимальною ефективністю і мінімальними енерго- та металоємностями.

У даний час розробляються креслення дослідно-промислового взірця апарату для впровадження його для очистки повітря, що подається на живлення пневматичних агрегатів, від пилу.

Л і т е р а т у р а

1. Батлук В.А., Азарський К.І., Мельніков О.В. „Пиловлочувач” (патент на винахід №52792, заявлено 01.06.2000, опубл. 15.01.2003 бюл. №1).
2. Батлук В.А., Азарський К.І. Математичне забезпечення вибору оптимального обладнання для очистки повітря від пилу за допомогою комп'ютерної техніки//Український журнал медичної техніки і технології.-Київ.-2000.-№2.-С.92-94.
3. Батлук В.А. Математические модели процессов разделения гетерогенных систем при пылеочистке//Міжнар. наук. практ. конф. «Нові машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій, сучасні будівельні технології».-Полтава.-2000.-С.87-91.
4. ”Единая методика сравнительных испытаний пылеуловителей“, під редакцією Г.М.Гордона, Г.М. Зайцева, П.А.Коузова, Л-д., 1967 р.- С.45.

УДК 622.00.25

Бойко Н.З., Евтушенко А.А.

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ЖИДКОСТИ ОТ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ЧАСТИЦ

Предложены схемы электрогидравлических очистителей со сложным электромагнитным полем и с бегущей электромагнитной волной, позволившие резко увеличить эффективность магнитной очистки и обеспечить устойчивую работу в течение неограниченного времени. Рис.2. Ист.3.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Основной причиной сокращения срока службы большинства гидравлического и смазываемого оборудования является наличие загрязнения в рабочей и смазочной жидкости. Под воздействием этих примесей ресурс уменьшается в десятки и сотни раз. Механические примеси в жидкостях во многих отраслях промышленности до 65% состоят и ферромагнитных частиц. Они возникают в результате изнашивания элементов оборудования и непрерывной и прогрессирующей во времени коррозии. Следует отметить, что исследованиями С.В.Горобец доказано, что при наличии в жидкости мелких ферромагнитных частиц диамагнетики и парамагнетики ведут себя как ферромагнетики [1]. Это явление было подтверждено экспериментально [2].

Обычно ферромагнитные частицы улавливают с помощью постоянных магнитов в виде стержней, дисков или накладыванием на стальные шарики электромагнитного поля. Преимуществом очистки в магнитном поле является то, что при этом не наблюдается ухудшения основных характеристик жидкостей. При тонкой механической очистке возможен отбор из жидкости легирующих присадок, увеличение перепада давления на фильтре, что само по себе может вызвать разрушение системы. Более того, по мнению ряда зарубежных исследователей при магнитной очистке улучшаются смазывающие способности минеральных масел [3].

В то же время применяемым способом магнитной очистки присущи серьезные недостатки: очищаются только слои приближенные к магнитному элементу; скорость обтекания этого элемента не должна превышать 0,01 м/с; по мере накопления на полюсах загрязнений возникает опасность смыва их в систему; невозможность определения степени загрязненности фильтра. Главные недостатки: невозможность очистки магнитного фильтра от осевших на него загрязнений без разборки и малая грязеемкость.

Цель статьи - предложить новые методы магнитной очистки различного рода жидкостей от ферромагнитных частиц и неферромагнитных примесей, осевших на эти частицы.

Изложение материала.

В основу создания нового типа очистителей от ферромагнитных частиц положена идея, что значительная часть недостатков традиционных фильтров может быть устранена при совместном влиянии на отделенную частицу электромагнитных и гидравлических сил.

Предложено две схемы электромагнитогидравлических фильтров, каждая из которых имеет свою область применения. На рис.1 представлен очиститель, имеющий сложную конфигурацию электромагнитного поля, который представляет собой трубу 4 из неферромагнитного материала с надетой на нее намагничивающей катушкой 5.

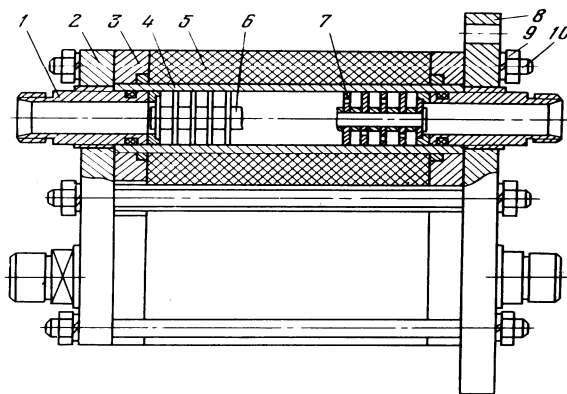


Рис.1. Электромагнитный очиститель

К трубе примыкает патрубок 1 для ввода загрязненной жидкости и вывода очищенной жидкости. Внутри трубы установлена улавливающая система, представляющая собой неферромагнитный стержень 6 с надетыми на него на определенном расстоянии друг от друга улавливающими дисками 7 из магнито-мягкого материала. Для прохода жидкости в улавливающих дисках проделаны отверстия, причем диски одеваются так, чтобы оси отверстий в двух соседних дисках не совпадали. Поток жидкости и магнитное поле при этом направлены так, что ферромагнитные частицы загрязнений улавливаются на торцах дисков, не забивая отверстия в них загрязнениями. С целью периодической очистки фильтра от задержанных загрязнений в междисковом пространстве конструктивно выполнено два очистителя с возможностью переключения загрязненной жидкости с одного фильтра на другой.

На каждую частицу внутри очистителя действует с одной стороны ponderomotorная сила взаимодействия магнитного поля и ферромагнитной частицы, а с другой – силы сопротивления движению частицы в жидкости. Соотношение этих сил и свойства частицы позволяют определить траекторию движения частицы. Задачей расчета было определение конструктивных размеров и параметров намагничивающей катушки с таким расчетом. Чтобы степень улавливания определялась заданным техническим заданием.

Для определения влияния различных факторов на степень очистки фильтра со сложной конфигурацией магнитного поля была разработана программа, позволившая рассчитать составляющие скорости жидкости, напряженности магнитного поля, ponderomotorную силу, действующую на частицу в зависимости от ее положения.

Расчеты и экспериментальная проверка показали:

- в сотни раз увеличивается грязеемкость по сравнению с традиционными фильтрами;

- легко достигается 11-12 класс чистоты жидкости по ГОСТ 17612, т.е. жидкость очищается от частиц крупнее 15-25 мкм;

- до степени очистки 0,95 требуемой крупности частиц влияние диаметра диска существенно, после чего это влияние ослабевает;
- на скорость движения частицы большое влияние оказывает пондеромоторная сила;
- рост температуры приводит к уменьшению вязкости и, следовательно, к увеличению влияния пондеромоторной силы. Однако как показали расчеты в диапазоне температур (0-100)°С изменение вязкости сказывается мало, т.е. изменение температуры в этом диапазоне почти не влияет на скорость осаждения частицы;
- незначительно уменьшается степень очистки с увеличением расхода жидкости;
- увеличение напряженности магнитного поля, начиная с определенного значения, не изменяет степени очистки, растут лишь потери электроэнергии.

Этому фильтру присущ важный недостаток: при регенерации его от заполнивших междисковое пространство загрязнений необходимо разбирать очиститель и промывать все его детали.

Вторая схема электромагнитогидравлического фильтра с бегущим электромагнитным полем изображена на рис.2.

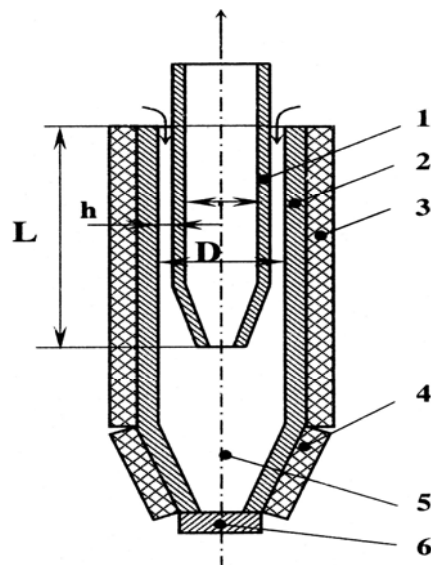


Рис.2. Электромагнитный фильтр с бегущей волной

На наружной поверхности корпуса 2 расположена в верхней части электромагнитная система 3, создающая бегущее магнитное поле. Магнитное поле с одной стороны притягивает ферромагнитные частицы, находящиеся в зазоре между корпусом 2 и отводящей жидкость трубой 1, к наружной стенке фильтра, а с другой стороны перемещает притянутые ферромагнитные частицы в сторону бункера 5, где они удерживают электромагнитом постоянного тока 4.

Бегущее магнитное поле создается кратковременной подаче напряжения на отдельные катушки электромагнитной системы. Закон изменения электромагнитного поля внутри фильтра зависит от вязкости жидкости, параметров частицы загрязнения и т.д. При необходимости удаления отделенных от жидкости ферромагнитных частиц из фильтра электромагнит 4 отключается от сети и открывается затвор 6. Очищенная жидкость через выходную трубку поступает к потребителю.

Для расчета конструктивных размеров очистителя с бегущей магнитной волной и параметров электрической системе была составлена система дифференциальных урав-

нений, разработана структурная схема и получены решения этой системы с использованием программы "Matlab".

В результате расчетов и экспериментальной проверки, которая с допустимой вероятностью подтвердила полученные результаты, было установлено:

- поскольку напряженность обратно пропорциональна разности квадратов радиуса соленоида и координаты частицы ρ , при перемещении ее от внутренней трубы и наружной напряженность вырастает в тысячи раз, растет скорость поперечного движения и сила сопротивления, которая исчезает при падении частицы на стенку;

- увеличение силы тока и диаметра частицы приводит к повышению быстродействия фильтра. Это объясняется тем, что пондеромоторная сила пропорциональна квадрату тока и кубу радиуса частицы, а сила Стоксовского сопротивления – вязкости и радиусу в первой степени;

- быстродействие фильтра линейно зависит от вязкости;

- время достижения частицей стенки не зависит от расхода жидкости;

- продольная составляющая скорости перемещения частицы при очистке больше зависит от геометрических размеров фильтра (расстояние между витками и высота щели), чем поперечная.

При испытаниях фильтр с бегущей электромагнитной волной устойчиво очищал жидкость от ферромагнитных частиц крупнее 10-15 мкм, но при работе на вязких жидкостях ($\nu > 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) по эффективности уступал фильтрам со сложным электромагнитным полем. В то же время при работе на воде, дизельном топливе и других маловязких жидкостях значительно превосходил последний по эффективности. Важным преимуществом фильтра с бегущим полем является непрерывная регенерация поверхности и складирование загрязнений в бункере.

Выводы

1. Предложены две конструктивные схемы электромагнитного очистителя, использующие гидродинамические силы, действующие на очищаемую частицу.

2. Обе схемы показали себя весьма эффективными при тонкой очистке разного рода жидкостей и позволяют в отличие от традиционных магнитных фильтров выступать как самостоятельные гидроагрегаты.

3. При очистке маловязких жидкостей меньшие энергетические затраты требуются при применении фильтров с бегущей электромагнитной волной, а при очистке высоковязких жидкостей более рациональным является применение фильтров со сложным электромагнитным полем.

Л и т е р а т у р а

1. С.В.Горобец. Зависимость эффективности коагуляции ферромагнитных и неферромагнитных примесей в магнитном поле от параметров фильтров, рабочих жидкостей и примесных частиц // Известия ВУЗов. Машиностроение.-1991.- № 1-3 - С.133-137.
2. Финкельштейн З.Л. "Применение и очистка рабочих жидкостей горных машин" – М.: Недра, 1986 – 232 с.
3. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. – М.: Машиностроение, 1976.

Бугаенко В.В., Осенин Ю.И., Соснов И.И.**О ДВИЖЕНИИ ПЕСКОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В
КОММУНИКАЦИЯХ ПЕСКОПОДАЮЩИХ СИСТЕМ
ЛОКОМОТИВОВ**

Экспериментально определены оптимальные скорости воздушного потока по критериям минимизации износа стенок пескопровода, уменьшения рассеяния песка на выходе из пескопровода, минимизации потерь давления по длине пескопровода. Рис. 2, Табл. 1, Ист. 4.

На современном тяговом подвижном составе наибольшее распространение получили пескоподающие системы с электропневматическим управлением. Средством доставки песка в область контакта колеса с рельсом в таких системах является сжатый воздух. Существующие системы подачи песка имеют ряд существенных недостатков. Одним из главных недостатков является фиксированная производительность пескоподающих систем, которая влечёт за собой ряд негативных следствий технико-экономического и экологического характера. Избыточная подача песка при скоростях до 60-70 км/ч и недостаточная его подача при более высоких скоростях приводит к недоиспользованию физических фрикционных возможностей песка, проявляющееся в снижении коэффициента сцепления по сравнению с возможными его значениями. Практически во всём диапазоне скоростей имеющих место при эксплуатации локомотивов на отечественных железных дорогах наблюдается избыточная подача песка в область контакта колёс с рельсами. При избыточной подаче песка значительная его часть остаётся на рельсах после прохождения колёс локомотива, увеличивая на 12-20% сопротивление движению поезда. При избыточной подаче песка, образующиеся в большом количестве при его размоле мельчайшие частицы, ухудшают экологическую обстановку вблизи железных дорог. Кроме того, избыточная подача песка наносит вред путевому хозяйству вследствие засорения рельсово-шпальной решётки и балластной призмы [1]. Регулирование подачи песка в соответствии с потребностью, обусловленной скоростью движения локомотива, позволит снизить расход песка, что даёт возможность сократить долю песка в сцепной массе локомотива, повысить эффективность его использования, а также улучшить экологическую обстановку вблизи железных дорог.

При проектировании пескоподающих систем нового поколения возникает необходимость определения оптимального количества воздуха необходимого для доставки требуемого по условиям движения количества песка в область контакта колеса с рельсом. В настоящее время в публикациях, посвящённых пескоподающим системам, вопросу оптимизации расхода воздуха не уделяется должного внимания. Эта проблема имеет несколько аспектов. Снижение расхода сжатого воздуха до минимального технологического значения позволяет снизить затраты на его производство, уменьшить мощность компрессорного оборудования. Снижение расхода воздуха приводит к снижению скорости его движения и, следовательно, скорости перемещения частиц песка в пескоотводящих каналах, что позволяет снизить абразивный износ и увеличить длительность их эксплуатации. Каналы для перемещения песка от бункера до выходного отверстия пескоподающих труб в общем случае имеют вертикальные, наклонные и горизонтальные участки. В связи с конструктивными особенностями размещения элементов пескоподающей системы на локомотиве, перемещению частиц песка по вертикальным и наклонным участкам пескопроводов способствуют силы тяжести, на горизонтальных участках их перемещение происходит только от действия сил аэродинамической природы, поэтому при выборе величины скорости транспортирующего потока воздуха определяющими должны являться именно горизонтальные участки пескопроводов. Существуют два подхода к изучению потока пневмовзвеси. Первый заключается в том, что двухфазная система рассматривается как непрерывная среда с некоторыми усреднёнными

свойствами. Второй подход состоит в раздельном рассмотрении движения каждой фазы. Движение воздуха в пескопроводе и движение твёрдой частицы происходят с различными скоростями, механизм взаимодействия потока воздуха с твёрдыми частицами чрезвычайно сложен. Задача усложняется ещё и в связи с тем, что песок, применяемый в пескоподающих системах локомотивов, является полидисперсным материалом. Вместе с тем, характер взаимодействия частиц песка с потоком воздуха зависит также и от размеров пескопровода [2]. При изучении закономерностей движения пневмовзвеси, в связи с перечисленными выше факторами, второй подход представляется более обоснованным. Однако, при создании инженерных методов расчёта пескоподающих систем более привлекательным может оказаться первый подход.

Механизм воздействия потока воздуха на твёрдую частицу, лежащую на дне горизонтального пескопровода, можно представить следующим образом. При увеличении скорости воздушного потока, величина подъёмной силы, действующей на частицу, возрастает, частица отрывается от стенки, перемещается в направлении оси пескопровода и под воздействием потока воздуха приобретает горизонтальную составляющую скорости. По мере выхода частицы из области пограничного слоя воздушного потока, величина подъёмной силы уменьшается и под действием силы тяжести частица вновь возвращается в область пограничного слоя воздушного потока. Таким образом, частица совершает скачкообразные движения в пескопроводе и перемещается вдоль него. Единого мнения о механизме взаимодействия потока и твёрдой частицы нет. Одни исследователи объясняют возникновение подъёмной силы срывом вихрей при обтекании частицы, находящейся в пристеночной области. Другие считают, что подъёмная сила, действующая на твёрдую частицу, обусловлена только вертикальными составляющими пульсационных скоростей в потоке воздуха [2]. Можно предположить, что механизм воздействия потока воздуха на частицу включает и подъёмную силу, возникающую при обтекании частицы, находящейся в пограничном слое, потоком воздуха, и силу, обусловленную вертикальными составляющими пульсационной скорости. Роль каждой из составляющих общего воздействия потока на частицу зависит, также, от размеров частицы. При уменьшении размеров частицы роль пульсационных составляющих скорости возрастает. Процесс отрыва частицы от стенки пескопровода трудно объяснить только действием силы, обусловленной вертикальными составляющими пульсационной скорости, но при движении частицы в центральной части потока, вне области пограничного слоя, эта составляющая силы оказывает существенное воздействие на частицу. Механизм возникновения подъёмной силы, действующей на частицу находящуюся в области пограничного слоя (у стенки пескопровода), можно объяснить следующим образом. Пограничный слой воздушного потока характеризуется большим градиентом скорости, поэтому циркуляция вектора скорости воздушного потока по замкнутому контуру вокруг частицы не равна нулю, что вызывает возникновение подъёмной силы Жуковского [3].

$$F_{\text{ж}} = \rho_{\text{в}} \cdot V_{\text{в.отн}} \cdot \Gamma,$$

где $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха;

$V_{\text{в.отн}}$ - скорость движения воздуха относительно частицы;

Γ - циркуляция вектора скорости по замкнутому контуру вокруг частицы.

$$\Gamma = \oint_{(L)} V_{\text{с}} \cdot dS,$$

где $V_{\text{с}}$ - составляющая скорости воздуха относительно частицы, касательная к элементу dS контура L .

Эти соображения находят подтверждение в том, что чем меньше размеры частиц, тем большая средняя скорость воздуха необходима для отрыва частицы от стенки пескопровода [2]. Действительно, скорость воздуха в пограничном слое при приближении к стенке стремится к нулю и, при уменьшении размеров частицы расположенной на стенке пескопровода, снижается скорость потока, обтекающего частицу, что вызывает умень-

шение величины подъёмной силы и приводит к необходимости увеличения средней скорости потока для отрыва частицы от стенки.

В центральной части потока, при турбулентном режиме течения, характерном для систем пневмотранспорта, значения градиента скорости невелики, соответственно снижается и величина циркуляции вектора скорости. Вместе с тем уменьшается и скорость воздуха относительно частицы, так как частица в результате взаимодействия с воздушным потоком приобретает определённую скорость в направлении перемещения. Совместное действие этих факторов приводит к уменьшению величины подъёмной силы, действующей на частицу, и частица вновь возвращается в область пограничного слоя.

Различают несколько характерных режимов транспортирования сыпучих материалов в системах пневмотранспорта: перемещение материала сплошным потоком, поршнями, дюнами с большими воздушными включениями и летящими частицами [4]. Режим транспортирования сплошным потоком применяется, в основном, на вертикальных участках небольшой протяжённости [2], поршневой режим и режим перемещения дюнами не обеспечивают равномерности подачи сыпучих веществ. В пескоподающих системах локомотивов используется режим транспортирования песка летящими частицами, так как при этом режиме обеспечивается равномерная подача песка и его доставка в область контакта колёс с рельсами. При проектировании пескоподающей системы необходимо обеспечить скорость воздушного потока, при которой частицы песка на горизонтальных участках транспортируются, не оседая на дно трубы. В работе [2] приведены результаты экспериментального определения минимальной скорости воздуха при которой одиночные частицы песка транспортируются, не оседая на дно горизонтальной трубы. Для одиночных частиц песка диаметром 2,38 мм, 1,55 мм и 0,29 мм в пескопроводе диаметром 32 мм, величина скорости составила, соответственно, 3,96 м/с, 3,23 м/с и 1,79 м/с, а в пескопроводе диаметром 63,5 мм для частиц песка диаметром 1,55 и 0,29 мм – 5,06 и 2,74 м/с, соответственно.

В работе [2] приведены, также, эмпирические зависимости, определяющие критическую скорость воздушного потока, при которой твёрдые частицы транспортируются в горизонтальном направлении, не оседая на дно трубы.

$$V_{кр} = 5,6 \cdot D^{0,34} \cdot d^{0,36} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{0,5} \cdot m^{0,25}, \quad (1)$$

где D - диаметр трубопровода, м;

d - диаметр твёрдой частицы, м;

ρ - плотность твёрдой частицы, кг/м³;

ρ_0 - плотность газового потока, кг/м³;

m - массовая расходная концентрация твёрдой фазы, равная отношению массового расхода твёрдой фазы к газообразной, (кг/ч)/(кг/ч).

$$V_{кр} = \alpha \sqrt{\rho} + BL^2. \quad (2)$$

В формуле (2) коэффициент α зависит от диаметра частиц и в диапазоне значений диаметров от 0 до 1 мм принимает значения от 10 до 16. Коэффициент B зависит от характера транспортируемого материала и находится в пределах $(2-5) \times 10^{-5}$ (меньшие значения принимаются для сухих пылевидных материалов). Плотность транспортируемого материала ρ выражена в т/м³, а длина трубопровода L - в м.

Применение формулы (2) представляется более обоснованным, так как в ней использованы основные параметры, характеризующие процесс транспортирования сыпучего материала потоком газа по горизонтальному трубопроводу.

При скоростях, меньших критической скорости, перемещение твёрдых частиц осуществляется путём перекачивания и волочения. При высоких скоростях твёрдые частицы равномерно распределены по поперечному сечению трубы. Снижение скорости увеличивает неравномерность распределения твёрдых частиц и даже приводит к выпадению отдельных частиц на дно трубы [2]. Однако увеличение скорости воздушного по-

тока приводит к возрастанию числа ударов частиц о стенку трубы. В работе [2] приведено уравнение для определения числа ударов частиц о стенку трубы в горизонтальном пневмотранспорте:

$$N = 18 \cdot V^{0.54} \cdot G. \quad (3)$$

В уравнении (3) число ударов измерялось в $\text{см}^{-2}\text{с}^{-1}$, скорость воздуха – в м/с, массовый расход твёрдой фазы – в г/с. Уравнение было получено при обработке результатов эксперимента по транспортированию мелкозернистого материала с размерами частиц от 10 до 1000 мкм при скорости транспортирующего воздуха от 10 до 30 м/с.

После введения в горизонтальный воздушный поток твёрдых частиц общая потеря давления на участке трубопровода при увеличении скорости транспортирующего потока вначале снижается, достигает минимального значения и, при дальнейшем увеличении скорости, растёт, но всегда остаётся больше потери давления при движении чистого воздуха [2]. Это установлено по результатам экспериментов при горизонтальном пневмотранспорте поливинилхлорида (диаметр частиц 150 мкм, плотность 1450 кг/м^3) и полиэтилена (диаметр частиц 100 мкм, плотность 953 кг/м^3) при расходах твёрдой фазы от 2 до 6 г/с в диапазоне значений скоростей воздуха от 5 до 20 м/с [2]. Очевидно, что механизм возрастания потерь давления реализуется через взаимодействие твёрдых частиц со стенками трубопровода. Вначале, при увеличении скорости воздушного потока, всё большее число частиц переходит во взвешенное состояние, а число частиц, перемещаемых волочением и перекачиванием, снижается. Это приводит к снижению общей потери давления. После перехода подавляющего числа частиц во взвешенное состояние (что соответствует минимальным потерям давления), дальнейшее увеличение скорости воздушного потока приводит к возрастанию числа ударов твёрдых частиц о стенки трубопровода, что приводит к росту потерь давления на участке трубопровода. Возрастание числа ударов твёрдых частиц приводит к увеличению износа стенок трубопровода. Вместе с тем увеличивается отклонение направления движения твёрдой частицы от осевого направления, приводящее к рассеиванию частиц после выхода из трубопровода, что неблагоприятно сказывается на процессе доставки песка в область контакта колеса с рельсом и снижает эффективность пескоподающей системы.

Песок, применяемый в пескоподающих системах, является полидисперсным материалом, непосредственно использовать результаты, полученные при исследованиях движения сыпучих материалов с однородным фракционным составом, не представляется возможным. При экспериментальных исследованиях различных конструктивных форм форсунок пескоподающей системы локомотива фиксировались потери давления на горизонтальном участке трубопровода диаметром 21 мм и длиной 1 м. При экспериментах был использован песок, фракционный состав которого был определен по результатам ситового анализа (см. таб. 1).

Таблица 1

Характеристики песка, используемого в эксперименте

Диаметр частицы d_i , мм	Относительная масса частиц u_i
$\leq 0,005$	0,0030
0,005 – 0,063	0,0086
0,063 – 0,100	0,0206
0,100 – 0,160	0,0402
0,160 – 0,200	0,0648
0,200 – 0,315	0,0970
0,315 – 0,400	0,0508
0,400 – 0,630	0,3032
0,630 – 1,000	0,3522
1,000 – 1,600	0,0550
1,600 – 2,500	0,0046

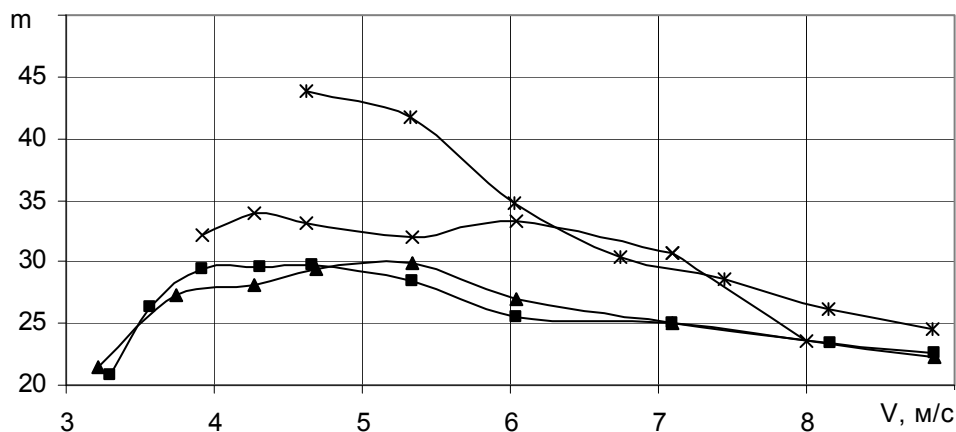


Рис. 1. Зависимость массовой концентрации песка от скорости воздуха в пескопроводе

Эксперименты были проведены в диапазоне значений скорости воздушного потока V от 3,2 до 9 м/с, величин массовых расходных концентраций m от 20 до 45 (кг/мин)/(кг/мин) и массовых расходов песка от 1,7 до 5,5 кг/мин (см. рис. 1).

Приведенные результаты (см. рис. 2) показывают, что минимальные потери давления ΔP , для приведенных выше условий, были отмечены при скорости воздушного потока близкой к значению 5,3 м/с независимо от массовой расходной концентрации песка в диапазоне значений от 28 до 42 (кг/мин)/(кг/мин).

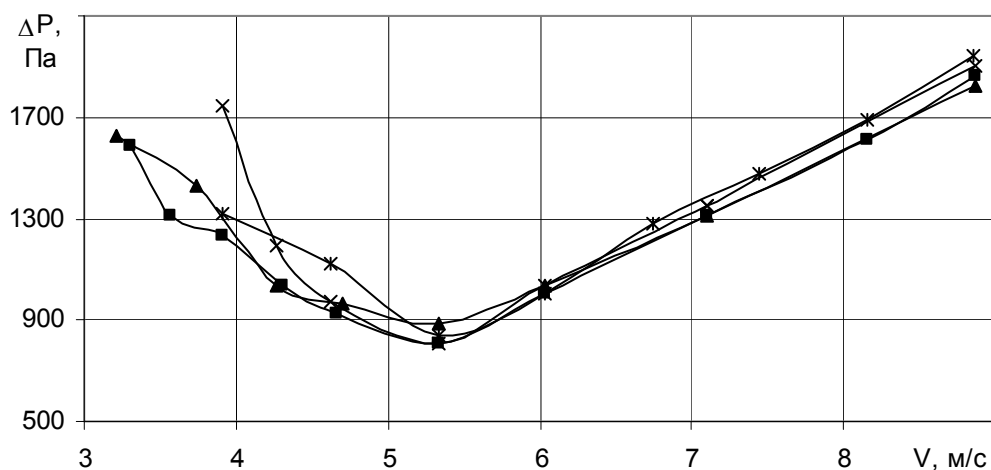


Рис. 2. Зависимость потерь давления от скорости воздуха в пескопроводе

Были произведены расчёты значений критической скорости по формулам (1) и (2) для условий при которых производились эксперименты. При применении формулы (1), в качестве диаметра частицы было использовано значение среднего по массе диаметра частицы, которое было определено по формуле $d_{cp} = \sum d_i y_i$ [2]. Для использованного при экспериментах песка $d_{cp} = 0,586$ мм.

При расчётах по формуле (1) было получено значение скорости 12,3 м/с, а по формуле (2) – 16,2 м/с. Это подтверждает предположение о том, что результаты, полученные при исследованиях движения сыпучих материалов с однородным фракционным составом в потоке газа, не могут быть непосредственно использованы для расчётов движения полидисперсных материалов.

Сопоставляя результаты эксперимента и расчётов, по приведенным выше формулам, необходимо отметить, что величина критической скорости газового потока существенно зависит от фракционного состава сыпучего материала.

Выводы

Результаты экспериментальных исследований показывают, что при транспортировании песка воздушным потоком по горизонтальному пескопроводу диаметром 21 мм и длиной 1 м минимальные потери давления были отмечены при скорости воздушного потока 5,3 м/с, независимо от массовой расходной концентрации песка (в диапазоне ее значений от 28 до 42 (кг/мин)/(кг/мин)).

Величина критической скорости газового потока, при которой основная масса песка движется во взвешенном состоянии, существенно зависит от фракционного состава сыпучего материала.

Значение скорости воздушного потока равное 5,3 м/с является оптимальным, с точки зрения снижения износа стенок пескопровода, так как основная масса песка перемещается во взвешенном состоянии при минимальном контакте со стенками пескопровода.

Увеличение скорости воздушного потока свыше 5,3 м/с приведёт к возрастанию числа ударов частиц песка о стенки пескопровода и увеличению его износа.

Значения скорости потока воздуха выше значения 5,3 м/с приводят к возрастанию отклонения направления движения частиц песка от осевого направления и увеличивают рассеяние песка на выходе из пескопровода, что требует повышения его расхода для обеспечения максимальных значений коэффициента сцепления колёс с рельсами.

Литература

1. Осенин Ю.И., Марченко Д.Н., Шведчикова И.А. Фрикционное взаимодействие колеса с рельсом. - Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. - 226 с.
2. Разумов И.М. Пневмо- и гидротранспорт в химической промышленности (Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии) -М., «Химия», 1979. – 248 с.
3. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. Общий курс. -М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1964. – 816 с.
4. Заборсин А. Ф., Васильева Т. К. Пневмотранспорт сахара в пищевой промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 279 с.

Герасимов В.М., Войтенко В.П., Левандовський В.О.,
Осенін Ю.Ю., Войтенко Г. О.

АКУСТОЕМІСІЙНИЙ КОНТРОЛЬ КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Розглянуто спосіб контролю коліс рухомого складу на предмет утворення небезпечних тріщин, що виникають під час руху поїзда, заснований на реєстрації і спектральному аналізі акустичної емісії, що супроводжує проходження колесом стикового скріплення. За результатами досліджень запропоновані методика і бортовий пристрій для моніторингу технічного стану коліс під час руху поїзда.

Вступ

Сучасні вимоги до надійності рухомого складу залізниць можуть бути забезпечені на основі бортових систем, що здійснюють моніторинг технічного стану відповідальних деталей і вузлів під час руху поїзда та забезпечують оперативне виявлення несправностей екіпажної частини. Розробці і впровадженню таких систем приділяється особлива увага [1].

Як відомо, контроль технічного стану коліс рухомого складу здійснюється за допомогою візуального огляду і шляхом простукування, у результаті якого за характером акустичної емісії, що виникає в момент удару молоточка по колісному центру, технічний персонал, що здійснює контроль, суб'єктивно, спираючись на досвід, встановлює наявність великих тріщин у метали колеса. Незаперечним достоїнством методу простукування (різновиду акустоемісійного методу контролю) є простота проведення контролю, але метод не може бути застосований на рухомому складі під час його руху. Можливості застосування цього методу для періодичного контролю коліс рухомого складу під час зупинок у населених пунктах обмежуються досить великим часом, необхідним на проведення контролю коліс всіх рухомих одиниць, а також такий метод не забезпечує виконання вимоги безперервності контролю під час руху поїзда. Незважаючи на успішні спроби автоматизації акустоемісійного методу контролю, задача безперервного контролю коліс рухомого складу на предмет утворення великих тріщин, небезпечних для руху поїзда, поки що не вирішена [2]. Тому дослідження можливостей автоматизованого способу акустоемісійного контролю стосовно до задачі моніторингу технічного стану коліс рухомого складу є актуальною.

Метою роботи є підвищення надійності рухомого складу і попередження виникнення аварійних ситуацій за рахунок своєчасного виявлення великих тріщин, здатних привести до порушення цілісності коліс під час руху поїзда.

Задачами дослідження є: вибір способу контролю коліс рухомого складу на предмет утворення великих тріщин; дослідження акустичної емісії, що виникає в колесі при ударних взаємодіях зі стиковими скріпленнями під час руху поїзда; вибір методів статистичної обробки для підвищення надійності результатів контролю; розробка методики і бортового пристрою для моніторингу технічного стану коліс рухомого складу з автоматичним попередженням виникнення аварійної ситуації при порушенні цілісності коліс.

Основний зміст дослідження

Утворення великої тріщини, що порушує щільність матеріалу колеса, приводить до зміни його резонансних властивостей і умов поширення, віддзеркалення і загасання пружних хвиль в матеріалі колеса. Таким чином, велика тріщина приводить до зміни спектра акустичної емісії, яка виникає в результаті ударної взаємодії, що є підставою для застосування акустоемісійного методу неруйнівного контролю для моніторингу технічного стану коліс рухомого складу. При русі поїзда на колеса рухомого складу періодично діють ударні навантаження при проходженні стикових скріплень, у резуль-

таті чого в колесах виникає акустична емісія. Дослідження акустичної емісії проводилися за допомогою розробленого пристрою (рис. 1).

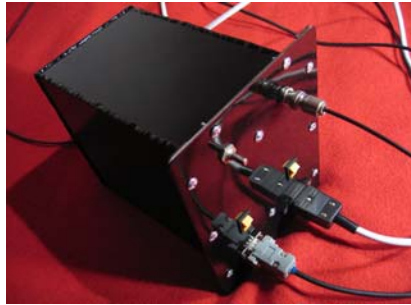


Рис. 1. Зовнішній вигляд пристрою для проведення акустоемісійного контролю рухомого складу залізниць

Дослідження показали, що спектральний склад акустичної емісії, яка виникає при русі колеса по рейці (рис. 2) і при перетинанні колесом стикового скріплення (рис. 3), істотно відрізняється і залежить від технічного стану колеса. Графіки (рис. 3) отримані при частоті обертання коліс 1,8 об/сек. Спектральний склад акустичної емісії колеса з великою тріщиною (рис. 3, б) має істотні відмінності в областях частот 100...400 Гц і 1500...3500 Гц у порівнянні зі спектром акустичної емісії справного колеса (рис. 3, а) при ударному впливі на стиковому скріпленні.

Спектральний склад акустичної емісії, яка виникає в результаті ударного впливу в справному колесі, містить значні амплітуди гармонік у діапазоні 1500...3500 Гц у порівнянні зі спектром акустичної емісії колеса з тріщиною, здатною привести до руйнування колеса. Це пояснюється тим, що резонансні властивості колеса з тріщиною істотно відрізняються від резонансних властивостей справного колеса. Тріщина приводить до збільшення коефіцієнта загасання пружних хвиль, які виникають при ударному впливі в колесі, що особливо проявляється на високих частотах. Тому спектр акустичної емісії колеса з тріщиною в діапазоні частот 1500...3500 Гц містить гармоніки з амплітудами значно меншими, чим у випадку несправного колеса. З іншого боку, тріщина, збільшуючи втрати енергії пружних хвиль в колесі, приводить до зміни резонансних частот в діапазоні 100...400 Гц, де спостерігається підвищення амплітуди гармонік порівняно зі спектром справного колеса. Таким чином, виникнення та розвиток великої тріщини, що порушує щільність металу колеса, може бути визначено за трьома критеріями: загальним зменшенням амплітуди гармонік спектрального складу акустичної емісії в діапазоні частот від 100 до 4000 Гц; істотним зменшенням амплітуди гармонік в діапазоні 1500...3500 Гц; підвищенням амплітуди гармонік у діапазоні 100...400 Гц. Оскільки технічні характеристики стикових скріплень можуть відрізнятися, то величина ударного впливу на колесо може бути різною. Тому підвищення надійності акустоемісійного способу контролю коліс на наявність небезпечних тріщин може бути здійснене шляхом статистичної обробки й усереднення даних за результатами послідовних вимірювань. Вибір кількості послідовних вимірювань зручно здійснювати автоматично за результатами статистичної обробки невеликої вибірки послідовних вимірювань для досягнення встановленої точності контролю. Число послідовних вимірювань може бути отримане за формулою $n = \varepsilon^2 \sigma^2 / \delta^2$, де n – мінімальний обсяг вибірки для забезпечення помилки $\delta < 0,01$ з 95%-ю надійністю.

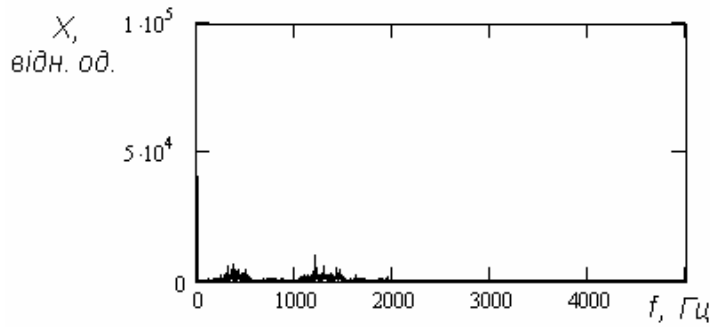


Рис. 2. Акустична емісія, яка виникає в колесі при русі по безперервній поверхні рейки

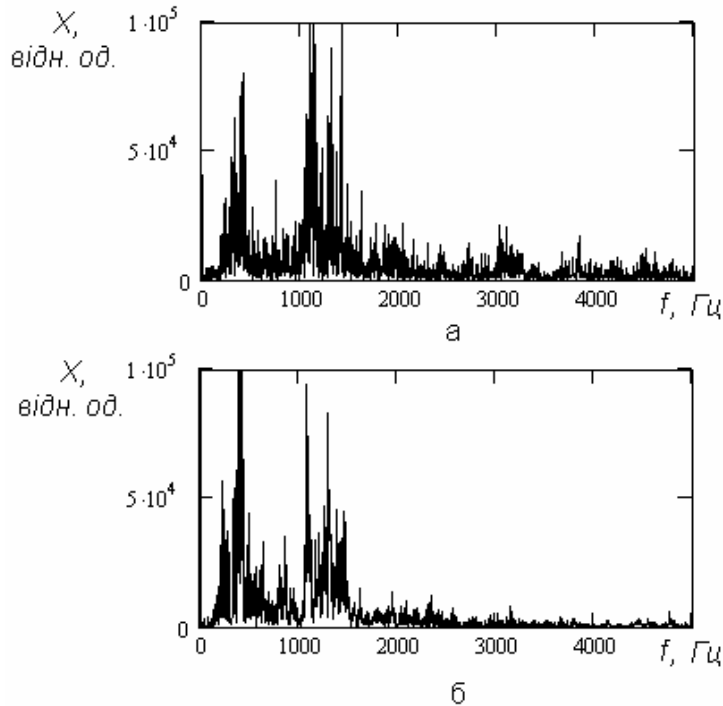


Рис. 3. Акустична емісія, що виникає в колесі при ударному впливі на стиковому скріпленні: а – справного колеса; б – колеса з великою тріщиною

Зіставлення спектрів акустичної емісії, яка виникає при русі колеса по безперервній поверхні рейки (рис. 2) і по стиковому скріпленню (рис. 3) показує, що амплітуди відповідних гармонік у другому випадку в кілька разів більші за амплітуди вихідної акустичної емісії. Отже зручно визначати початок і кінець запису даних одного вимірювання за допомогою найпростішого дискримінатора або компаратора.

Розглянемо роботу бортової системи, що реалізує розглянуті принципи контролю процесу утворення великих тріщин у колесах рухомого складу. Бортова система моніторингу цілісності коліс рухомого складу (рис. 4) складається з однакових бортових пристроїв контролю коліс однієї рухомої одиниці, з'єднаних між собою локальною мережею головного комп'ютера поїзда, що здійснює контроль технічного стану і керування рухом рухомого складу. Результати калібрування пристрою наведені на рис. 5.

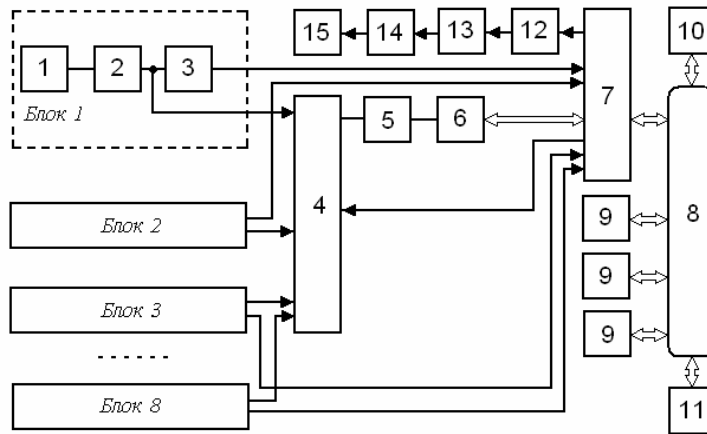


Рис. 4. Блок-схема системи моніторингу цілісності коліс поїзда:

1 – п'єзоелектричний перетворювач; 2 – перетворювач імпедансів; 3 – компаратор; 4 – аналоговий комутатор; 5 – нормуючий перетворювач; 6 - аналогово-цифровий перетворювач; 7 - мікроконтролер; 8 - локальна мережа поїзда; 9 - пристрої контролю коліс рухомих одиниць; 10 - головна ЕОМ поїзда; 11 - блок керування рухом поїзда; 12 - цифро-аналоговий перетворювач; 13 – генератор, керований напругою; 14 – підсилювач потужності; 15 – випромінюючий п'єзоелектричний перетворювач

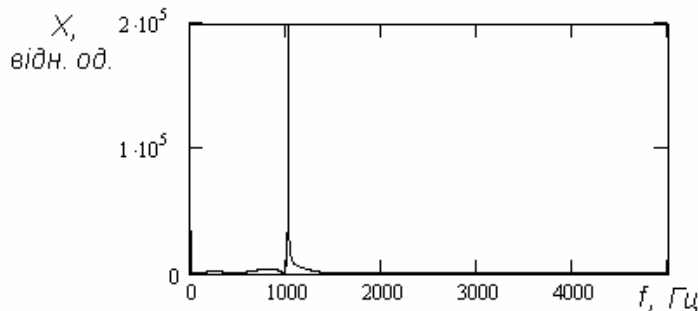


Рис. 5. Калібрування пристрою для акустоемісійного контролю рухомого складу

Система моніторингу працює в такий спосіб. Кожний з бортових пристроїв контролю цілісності коліс однієї рухомої одиниці складається з восьми однакових блоків реєстрації акустичної емісії кожного з восьми коліс. Блоки 1-8 складаються з п'єзоелектричного перетворювача 1, укріпленого на буксовому вузлі і перетворюючого акустичну емісію в електричний сигнал, що надходить через перетворювач імпедансів 2 на входи компаратора 3 і аналогового комутатора 4. Аналоговий комутатор 4 комутує сигнали, що надходять з восьми блоків реєстрації акустичної емісії через нормуючий перетворювач 5 на вхід аналогово-цифрового перетворювача 6 по команді мікроконтролера 7. Мікроконтролер 7 забезпечує перетворення даних в аналогово-цифровому перетворювачі 6 від п'єзоелектричного перетворювача 1 по команді відповідного компаратора 3, що формує інтервал часу, протягом якого аналізується акустична емісія. У такий спосіб забезпечується запис масивів даних акустичної емісії, яка виникає в результаті перетинання стикових скріплень кожним з контрольованих коліс рухомої одиниці з ідентифікацією номера колеса. Дані періодичного запису акустичної

емісії по кожному колесу за алгоритмом швидкого перетворення Фур'є перетворюються в спектри, що усереднюються для досягнення заданої точності контролю.

Отримані спектри порівнюються з еталонними спектрами, записаними в зовнішню флеш пам'ять мікроконтролера. За результатами порівняння перевіряється наявність тріщини згідно розглянутій вище методиці. У випадку виникнення ознак наявності тріщини колеса пристрій контролю коліс окремої рухомої одиниці передає інформацію про ступінь небезпеки, номер рухомої одиниці і номер дефектного колеса через локальну мережу поїзда 8 у головну ЕОМ 10, що приймає рішення про необхідність зміни режиму руху поїзда або його повної зупинки за допомогою блоку керування рухом поїзда 11.

У кожному пристрої контролю коліс рухомої одиниці передбачений алгоритм періодичної самодіагностики, що забезпечує автоматичний контроль вимірювальних характеристик пристрою. Для цього періодично мікроконтролер 7 за допомогою цифро-аналогового перетворювача 12, генератора, керованого напругою, 13, підсилювача потужності 14 і випромінюючого п'єзоелектричного перетворювача 15 забезпечує випромінювання і прийом п'єзоелектричним перетворювачем акустичних хвиль з відомим спектральним складом. У такий спосіб періодично перевіряється точність і працездатність кожного з бортових пристроїв, про що повідомляється через локальну мережу в головну ЕОМ поїзда.

Слід зазначити, що незважаючи на успішні результати досліджень, варто було б продовжити вивчення і створення бібліотеки спектрів для різних типів коліс з різними видами тріщин.

Висновки

1. Аналіз методів контролю технічного стану екіпажної частини показав, що подальше підвищення надійності рухливого складу можливо шляхом моніторингу несправностей, що виникають у процесі руху потяга.

2. Акустоэмиссионный контроль коліс рухливого складу на предмет виникнення великих тріщин, здатних привести до руйнування колеса під час руху потяга, дозволяє вчасно знайти утворення великої тріщини шляхом спектрального аналізу акустичної емісії, що виникає в результаті ударного впливу на колесо при перетинанні стикових скріплень.

3. Запропонований бортовий пристрій контролю коліс рухливих одиниць, об'єднаний за допомогою локальної мережі в систему, що здійснює керування рухливим складом за результатами моніторингу його технічного стану, дозволить підвищити надійність рухливого складу залізниць.

Література

1. Технические средства диагностирования: Справочник /В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
2. В.М. Герасимов, Ю.І. Осенін, В.О. Левандовський, Г.О. Войтенко. Класифікація дефектів коліс рухомого складу за результатами контролю акустичним методом синтезованої фокусувальної апертури // Праці Луганського відділення Міжнар. Акад. інформатизації. – №1(14). Луганськ: вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2007. – С.11-15.

Герасимов В.М., Сергієнко О.В.,
Корнєєв Є.С., Войтенко В.П.

БОРТОВА СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Запропоновано спосіб контролю рухомого складу на наявність великих тріщин, небезпечних для руху поїзда, на основі якого розроблено бортовий пристрій і систему моніторингу технічного стану коліс рухомого складу, в якій з'єднано за допомогою локальної мережі бортові пристрої контролю коліс, і яка здійснює керування рухом поїзда за результатами моніторингу.

Вступ

Одним зі шляхів зниження аварійності швидкісних електропоїздів є моніторинг відповідальних елементів екіпажної частини на основі бортових пристроїв контролю технічного стану рухомого складу [1]. Особлива увага приділяється контролю технічного стану колісних пар, зокрема, дефектоскопії коліс на наявність великих тріщин, здатних привести до руйнування колісного центра або бандажа, тому небезпечних для руху швидкісного електропоїзда.

Контроль технічного стану коліс рухомого складу здійснюється на основі візуального огляду з застосуванням найпростішого устаткування і вимірювальних приладів, а також шляхом простукування, що є різновидом акустоемісійного методу неруйнівного контролю [2]. Застосування таких способів контролю вимагає порівняно великих витрат часу для контролю всіх коліс рухомого складу, тому може бути здійснено тільки на кінцевих станціях і в депо, що не забезпечує необхідної періодичності контролю. Існують публікації, присвячені розробці нових способів безперервного контролю технічного стану коліс рухомого складу, однак дану проблему не можна вважати до кінця вирішеною, чим і визначається актуальність досліджень у цьому напрямку.

Метою роботи є зниження аварійності швидкісних електропоїздів шляхом керування рухомим складом за результатами моніторингу технічного стану коліс за допомогою бортових пристроїв контролю.

Задачами дослідження є: вибір способу контролю утворення великих тріщин, що виходять на поверхню колісного центра і бандажа; розробка бортового пристрою контролю і методики проведення контролю окремого колеса; розробка системи моніторингу технічного стану коліс рухомого складу, до складу якої входять окремі бортові пристрої, і яка здійснює керування рухом електропоїзда у випадку виникнення небезпеки руйнування одного з коліс.

Основний зміст дослідження

Проведені дослідження показують, що для контролю утворення великих тріщин можуть бути використані шлейфові датчики, напилені на поверхні бандажа і колісного центра у вигляді провідного шару поверх шару діелектрика. У якості діелектричного і захисного покриття можуть бути використані шари окису алюмінію, отримані методом алітування або окислювання плівки алюмінію в атмосфері кисню. Термостійкі лаки, термо- і реактопласти можуть бути використані як захисні покриття. Провідні плівки можуть бути отримані методами вакуумного напилювання і розпилення провідних фарб [3-6].

Незважаючи на достоїнства методів алітування і вакуумного напилювання найбільш технологічним способом є наклеювання на бічну поверхню бандажа і колісного центра діелектричної плівки з нанесеною топологією датчиків на основі провідних покриттів. Застосування готових плівок з нанесеними на їх поверхні шлейфовими датчиками, що являють собою провідну доріжку у вигляді вигнутого по радіусу

колеса меандру, спростить процедуру заміни датчиків, що вийшли з ладу через зовнішні ушкодження.

Аналіз дефектів коліс показує, що часто тріщина, яка виходить на поверхню, розмірами більш 10 мм починає швидко розвиватися, збільшуючись у розмірах, і може привести до руйнування коліс. Таким чином, ширина шлейфового датчика, що розривається при утворенні такої тріщини, може складати 10 мм, а відстань між провідними шарами датчика 5мм, що забезпечить надійний розрив провідного шару при утворенні тріщини довжиною більш 10 мм. Шлейфові датчики, розташовані на бічних поверхнях бандажа і колісного центра, з'єднуються послідовно між собою і з меандровою котушкою зв'язку, яка являє собою провідну доріжку у вигляді вигнутого меандру, який може або частково або цілком охоплювати по окружності бандаж або колісний центр.

Таким чином, шлейфові датчики і меандрова котушка зв'язку утворюють замкнуте коло, що заземлюється з одного з кінців котушки зв'язку шляхом з'єднання з поверхню колеса. Заземлення отриманого кола забезпечує гальванічний зв'язок між меандровою котушкою зв'язку і меандровими котушками збудження і знімання інформації, встановленими з зазором 1-3 мм поверх котушки зв'язку за допомогою кронштейна, закріпленого на візку.

Меандрова котушка збудження призначена для збудження ЕРС у меандровій котушці зв'язку, за допомогою якої ЕРС наводиться в меандровій котушці знімання інформації, що відстоїть на деякій відстані від котушки збудження у напрямку осі котушки зв'язку.

Для збудження ЕРС у котушці зв'язку на меандрову котушку збудження можуть бути подані як короткочасні, так і безперервні сигнали різної форми. Дослідження показали, що збудження перемінної ЕРС у котушці зв'язку може бути здійснене при подачі на котушку збудження сигналу, що змінюється у відповідності з гармонійним законом. Однак для збудження в котушці знімання інформації ЕРС достатньо великої амплітуди потрібна подача гармонійного сигналу на вхід котушки збудження з амплітудою в сотні разів більшою за реєстровану. Це пояснюється слабким індуктивним і ємнісним зв'язком між меандровими котушками. Ситуація може бути істотно поліпшена подачею сигналів у формі меандру на вхід котушки збудження. У цьому випадку при різкій східчастій зміні струму в котушці збудження виникає ЕРС самоіндукції у вигляді гармонійного загасаючого по експоненті сигналу, частота коливань якого відповідає частоті резонансу меандрової котушки зв'язку. У такий спосіб забезпечується збудження ЕРС достатньо великої амплітуди у порівнянні з амплітудою сигналу у меандровій котушці знімання інформації. Заміна сигналу у формі меандру на імпульси прямокутної форми тривалістю кілька мікросекунд і з досить великою шпаруватістю не погіршує умов передачі сигналу через котушку зв'язку та є енергетично вигідною. Застосування котушок збудження і знімання інформації з пермалоевими і феритовими магнітопроводами різного виконання, у тому числі, броньового, працюючі з гармонійними сигналами на частоті власного резонансу, не виправдано унаслідок слабого індуктивного зв'язку між такими котушками і меандровою котушкою зв'язку.

За результатами досліджень розроблено і виготовлено бортовий пристрій контролю тріщиноутворення коліс (рис. 1). Бортовий пристрій складається з двох частин: електричного кола, яке містить шлейфовий датчик утворення великих тріщин, включений послідовно з меандровою котушкою зв'язку, причому датчик і котушка виготовлені безпосередньо на поверхні бандажа, а також електронного блоку, встановленого на візку. До складу електронного блоку входять дві меандрові котушки, встановлені із зазором 1-3 мм над котушкою зв'язку за допомогою кронштейна, укріпленого на візку.

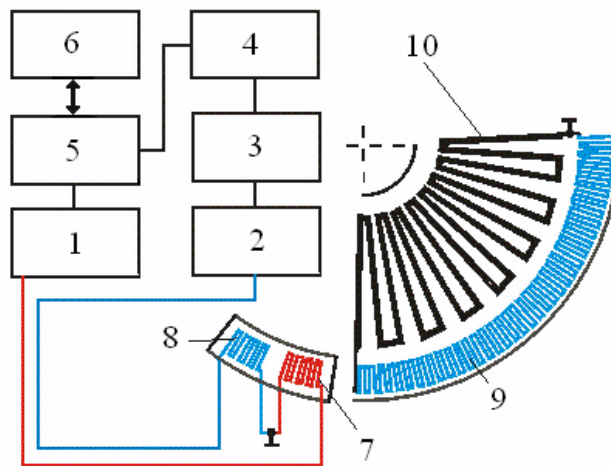


Рис. 1. Функціональна схема пристрою контролю тріщиноутворення коліс:
 1 – генератор імпульсів; 2 – підсилювач; 3 – амплітудний детектор; 4 – компаратор;
 5 – мікроконтролер; 6 – модем для передачі даних до локальної мережі поїзда; 7 – меандрові котушка збудження; 8 – меандрова котушка знімання інформації; 9 – меандрова котушка зв'язку; 10 – шлейфовий датчик контролю утворення тріщини

Пристрій працює в такий спосіб. Із встановленою періодичністю мікроконтролер 5 ініціює процес вимірювань шляхом подачі команди генератору імпульсів 1, що виробляє імпульс прямокутної форми тривалістю 1 мкс, який подається на меандрову котушку збудження 7, у результаті чого в котушці різко змінюється величина струму, що приводить до виникнення ЕРС самоіндукції у вигляді електричних коливань з амплітудою, що загасає по експонентному закону. У результаті цього в повітряному зазорі між котушкою збудження і меандровою котушкою зв'язку виникає змінне електромагнітне поле, що приводить до виникнення в котушці зв'язку 9 ЕРС індукції, що у свою чергу приводить до виникнення електричного струму в колі шлейфового датчика 10, за формою повторюючого електричні коливання, що загасають по експоненті. Аналогічно в повітряному зазорі між котушкою зв'язку 9 і меандровою котушкою знімання інформації 8 виникає змінне електромагнітне поле, що приводить до виникнення електричного сигналу тієї ж форми в котушці знімання інформації 8. У зв'язку з тим, що ємнісний і індуктивний зв'язок між меандровими котушками 7-9 слабкий, сигнал у котушці знімання інформації 8 буде по амплітуді меншим за сигнал у котушці збудження 7. Тому такий сигнал попередньо підсилюється в підсилювачі 2, після чого в амплітудному детекторі 3 виділяється огинаюча сигналу, що порівнюється з опорною напругою в компараторі 4, у результаті чого перевіряється цілісність колеса.

Якщо в колесі утворилася тріщина розмірами більш 10 мм, то це приведе до розриву провідного покриття шлейфового датчика 10 й отже, до розриву вимірювального електричного кола. У результаті цього перестане проходити електричний струм через котушку зв'язку 9, що приведе до істотного зменшення амплітуди сигналу в котушці знімання інформації 8. Зменшення амплітуди сигналу буде зареєстровано компаратором 4, що сповістить про це мікроконтролер 5. У мікро контролері 5, з метою підвищення надійності контролю, порівнюються результати декількох послідовних вимірювань, і у випадку збігу результатів контролю повідомляється за допомогою модему 6 через локальну мережу поїзда в головну ЕОМ код рухомої одиниці і код несправного колеса. Головна ЕОМ приймає рішення про зміну режиму руху поїзда.

Стендові випробування розробленого пристрою (рис. 2) підтвердили доцільність нанесення датчиків і елементів електричних кіл пристрою на поверхню колеса, а також підтвердили ефективність застосованого способу збудження сигналів і знімання інформації за допомогою меандрових котушок (рис. 3). Проведені дослідження показали можливість здійснення електроживлення електронних пристроїв на основі мікроконтролерів, виконаних на поверхні колеса, а також можливість передачі результатів контролю у вигляді кодованих сигналів за допомогою меандрових котушок.



Рис. 2. Експериментальна установка для дослідження процесу контролю тріщиноутворення коліс

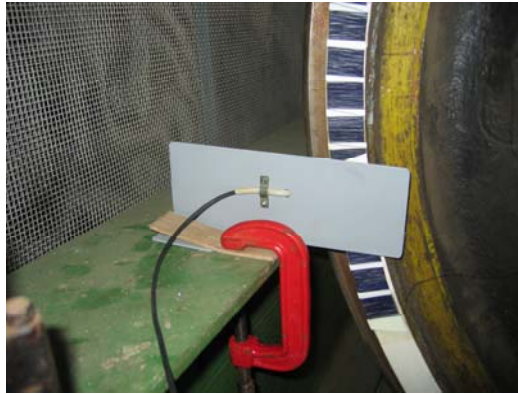


Рис. 3. Розташування меандрових котушок контролюючого пристрою

Розглянемо принцип дії бортової системи, що здійснює моніторинг технічного стану коліс електропоїзда. Система моніторингу містить головну ЕОМ, що поєднує за допомогою локальної мережі в єдину систему всі бортові пристрої контролю цілісності коліс рухомого складу. У випадку виникнення небезпеки руйнування одного з коліс бортовий пристрій контролю сповіщає про це через локальну мережу в головну ЕОМ, що керує рухом електропоїзда. Головна ЕОМ з урахуванням швидкості руху поїзда й особливостей ділянки рейкового шляху приймає рішення про зниження швидкості руху поїзда або повну його зупинку для візуального огляду несправного колеса з метою прийняття остаточного рішення про можливість і швидкість подальшого руху. Доцільно за допомогою бортових пристроїв контролю коліс здійснювати також контроль й інших параметрів колісно-редукторних блоків, наприклад, контролювати температуру буксових вузлів. Це дозволить системі моніторингу технічного стану електропоїзда коректувати режими руху з урахуванням несправностей, що виникають.

Висновки

1. Аналіз способів виявлення моменту виникнення великих тріщин, які виходять на поверхню бандажа і колісного центра і здатні привести до руйнування колеса під час руху поїзда, показав, що найбільш простим і надійним є спосіб контролю утворення тріщин за допомогою шлейфових датчиків, виконаних у вигляді струмопровідних покрив на діелектричній основі, нанесеній або приклеєній на контрольованій поверхні.

2. Розроблений спосіб контролю цілісності коліс електропоїздів і методика проведення контролю дозволяють створити бортовий пристрій контролю для своєчасного виявлення великих тріщин бандажа і колісного центра, що підтверджено результатами стендових іспитів.

3. Запропонована система моніторингу технічного стану коліс і колісно-редукторних блоків рухомих одиниць дозволить коректувати режими руху електропоїзда за результатами моніторингу з урахуванням несправностей, що виникають.

Література

1. Автоматизация инспектирования пути // Железные дороги мира. – 2006. – №7. – С. 72-77.
2. Технические средства диагностирования: Справочник /В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
3. Корнеев Е.С., Осенин Ю.И. Дослідження процесу інформаційного обміну між напільним і бортовими пристроями контролю технічного стану коліс швидкісних електропоїздів // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – №12(106). – С. 234-238.
4. Корнеев Е.С., Осенин Ю.И. Бортовой пристрій контролю технічного стану коліс швидкісних електропоїздів // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – №4(98). Ч. 2 – С. 218-221.
5. Корнеев Е.С., Осенин Ю.И. Устройство контроля технического состояния колес скоростных электропоездов // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – №9(103). Ч. 2 – С. 234-240.
6. Корнеев Е.С., Осенин Ю.И. Моніторинг состояния колес во время движения скоростного электропоезда // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – №9(103). Ч. 2 – С. 240-246.

УДК 517.928: 533.6.013.2

Гоцуленко В.В.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕНЕРАТОРОВ АКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ БОЛЬШИХ АМПЛИТУД

Получены асимптотические разложения для периодических решений уравнений движения в гидроимпульсной системе соответствующих режиму автоколебаний.

1. Введение. Многочисленными исследователями доказана значительная эффективность использования импульсных струй для разрушения горных пород, угля, шлаков, а также различных монолитов в соответствующих областях промышленности. При создании различных устройств гидроимпульсной техники представляет практический интерес увеличение амплитуды колебаний в используемой гидравлической струи. В работе [1] установлена возможность повышения амплитуды колебаний включением на выходе из колебательного контура гидросистемы с лопастным насосом (рисунок 1) ротационного насоса постоянного расхода $\xi = \text{const}$.

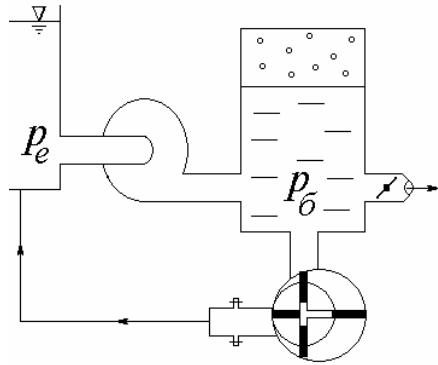


Рис.1. Схема генератора гидроимпульсных автоколебаний

Математическая модель приведенного генератора гидроимпульсных автоколебаний представляется следующей системой уравнений, вывод которой, например, имеется в монографии [2]:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \xi, \end{cases} \quad (1)$$

где $P = p_e - p_б$, $H(Q)$ - напорная характеристика лопастного насоса.

Численным интегрированием уравнения интегральных кривых [2] системы уравнений (1) в [1] иллюстрировано значительное увеличение предельного цикла при включении ротационного насоса, а интегрированием уравнений системы (1) вдоль ее предельного цикла определены формы колебаний давления $P(t)$ и объемного расхода $Q(t)$.

2. Постановка задачи. Целью данной работы является теоретический анализ гидроимпульсных автоколебаний возбуждаемых рассматриваемым генератором (рис.1), а именно определение предельного цикла и соответствующих ему периодических решений системы (1) в случае, когда акустические гибкость L_a и емкость C_a являются функциями малого параметра $\varepsilon > 0$. Показано, что при $L_a = \frac{1}{\alpha\varepsilon}$, $C_a = \frac{\varepsilon}{\beta}$, ($\alpha, \beta = \text{const}$) амплитуда колебаний давления $P(t)$ имеет при $\varepsilon \rightarrow +0$ порядок роста $\frac{1}{\varepsilon}$.

3. Определение периодических решений уравнений движения. Ниже для основной динамической системы при ее акустических параметрах являющихся функциями малого аргумента $\varepsilon > 0$, получены асимптотические формулы для ее единственного орбитально устойчивого периодического решения. Основной результат содержится в следующей теореме.

ТЕОРЕМА. Динамическая система

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = \alpha \cdot \varepsilon (H(x) - y), \\ \frac{dy}{dt} = \frac{\beta}{\varepsilon} (x - \xi), \end{cases} \quad (2)$$

где $H(x) = Y_0 + \Phi(x - \xi)$, $\Phi(x) = -x(x - b_1)(x - b_2)$, $Y_0, \xi = \text{const}$, $\alpha, \beta > 0$, $b_1 \cdot b_2 < 0$, имеет единственный устойчивый предельный цикл $\Gamma_\varepsilon = \{(x_\varepsilon(t), y_\varepsilon(t))\}$ при $\varepsilon \rightarrow +0$, причем верны асимптотические разложения:

$$\begin{cases} x_\varepsilon(t) = \xi + 2\sqrt{\frac{|b_1 b_2|}{3}} \cos \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(\varepsilon), \\ y_\varepsilon(t) = Y_0 + \frac{2}{\varepsilon} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} \sqrt{\frac{|b_1 b_2|}{3}} \sin \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(1). \end{cases} \quad (3)$$

Доказательство теоремы существенно опирается на следующую лемму.

ЛЕММА 1. Рассматривается система при $\varepsilon \rightarrow +0$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = -\alpha \cdot y + \varepsilon \cdot f_1(x, y), \\ \frac{dy}{dt} = \beta \cdot x + \varepsilon \cdot f_2(x, y). \end{cases}$$

Положим

$$\ell_A = \left\{ (x, y) : x = A \cos \sqrt{\alpha\beta}(t - t_0), y = A \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} \sin \sqrt{\alpha\beta}(t - t_0), t_0 \leq t < \frac{2\pi}{\sqrt{\alpha\beta}} + t_0 \right\}, \ell_A - \text{эллипс}$$

с центром в начале координат и полуосями A и $A \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}}$. Пусть также

$$F(A) = \oint_{\ell_A} f_1(x, y) dy - f_2(x, y) dx. \text{ Тогда если функция } F(A) \text{ имеет простой корень } A^*, \text{ то}$$

при малых $\varepsilon > 0$ рассматриваемая система имеет предельный цикл Γ_ε , устойчивый при

$$\left. \frac{dF}{dA} \right|_{A=A^*} < 0 \text{ и неустойчивый, если } \left. \frac{dF}{dA} \right|_{A=A^*} > 0, \text{ причем } \Gamma_\varepsilon = \ell_{A^*} + O(\varepsilon) \text{ при } \varepsilon \rightarrow +0.$$

Доказательство. Для доказательства леммы воспользуемся рассуждениями, приведенными в [3]. При $\varepsilon = 0$ имеем консервативную систему

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = -\alpha \cdot y, \\ \frac{dy}{dt} = \beta \cdot x, \end{cases}$$

с энергией $E(x, y) = \frac{1}{2}(\beta \cdot x^2 + \alpha \cdot y^2) = \text{const}$, и общим решением:

$$x(t) = A \cos \sqrt{\alpha\beta}(t - t_0), y(t) = A \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} \sin \sqrt{\alpha\beta}(t - t_0). \quad (4)$$

По теореме о дифференцируемости по параметру, при малых $\varepsilon > 0$ решение исходной системы отличается на конечном интервале времени от гармонических колебаний (4) поправкой $O(\varepsilon)$. Для анализа характера поведения фазовых траекторий исходной системы, рассмотрим приращение энергии $E(x, y)$ за один оборот вокруг начала координат вдоль фазовой траектории.

Производная энергии по направлению векторного поля исходной системы легко вычисляется:

$$\frac{dE}{dt} = \beta \cdot x \frac{dx}{dt} + \alpha \cdot y \frac{dy}{dt} = \varepsilon(\beta x \cdot f_1(x, y) + \alpha y \cdot f_2(x, y)).$$

Для вычисления энергии за один оборот необходимо проинтегрировать эту функцию вдоль витка фазовой траектории, которая неизвестна. Но при $\varepsilon \rightarrow +0$, как уже от-

мечалось выше, этот виток близок к эллипсу ℓ_A , поэтому с точностью до $O(\varepsilon^2)$ будем иметь:

$$\Delta E = \varepsilon \int_{t_0}^{\frac{2\pi}{\sqrt{\alpha\beta}} + t_0} \frac{dE(x(t), y(t))}{dt} dt + O(\varepsilon^2) = \varepsilon F(A) + O(\varepsilon^2),$$

где

$$F(A) = \oint_{\ell_A} f_1(x, y) dy - f_2(x, y) dx.$$

Если функция $F(A)$ положительна, то при $\varepsilon \rightarrow +0$ приращение энергии ΔE за один оборот также положительно, и следовательно, в этом случае фазовая кривая – раскручивающаяся спираль: система совершает нарастающие колебания. Если $F(A) < 0$, то $\Delta E < 0$ и фазовая кривая является закручивающейся спиралью - колебания затухают.

Если функция $F(A)$ меняет знак и A^* ее простой корень то при, $\varepsilon \rightarrow +0$ уравнению $\Delta E(x, y) = 0$ (по теореме о неявной функции) удовлетворяет замкнутая кривая (фазовая траектория) Γ_ε на фазовой плоскости близкая к эллипсу ℓ_{A^*} . Очевидно кривая Γ_ε является предельным циклом исходной системы.

В случае $\left. \frac{dF}{dA} \right|_{A=A^*} > 0$ приращение энергии за один оборот больше нуля если фазовая траектория находится вне цикла и меньше нуля, если внутри; поэтому фазовая кривая всегда удаляется от цикла, и следовательно в этом случае предельный цикл неустойчив. Если же $\left. \frac{dF}{dA} \right|_{A=A^*} < 0$, то фазовые кривые приближаются к циклу и изнутри и снаружи, т.е. цикл является устойчивым. Итак, лемма доказана.

Доказательство теоремы. Заменой $x' = x - \xi$, $y' = \varepsilon(y - Y_0)$ система (2) приводится к следующему виду:

$$\begin{cases} \frac{dx'}{dt} = -\alpha \cdot y' + \varepsilon \cdot \alpha \Phi(x'), \\ \frac{dy'}{dt} = \beta \cdot x'. \end{cases} \quad (5)$$

Далее, воспользуемся леммой 1, полагая $f_1(x', y') = \alpha \Phi(x')$, $f_2(x', y') = 0$. Имеем:

$$\begin{aligned} F(A) &= \alpha \beta \int_{t_0}^{\frac{2\pi}{\sqrt{\alpha\beta}} + t_0} x'(t) \cdot \Phi(x'(t)) dt = -\sqrt{\alpha\beta} A^2 \int_0^{2\pi} \cos^2(\tau) (A \cos(\tau) - b_1)(A \cos(\tau) - b_2) d\tau = \\ &= -\pi \sqrt{\alpha\beta} A^2 \left(\frac{3}{4} A^2 + b_1 b_2 \right). \end{aligned}$$

Уравнение $F(A) = 0$ имеет единственный положительный простой корень

$$A^* = 2 \sqrt{\frac{|b_1 b_2|}{3}}, \text{ причем}$$

$$\left. \frac{dF}{dA} \right|_{A=A^*} = -\frac{4\pi}{\sqrt{3}} \sqrt{\alpha\beta} |b_1 b_2|^{3/2} < 0.$$

Следовательно, согласно лемме 1 система (5) имеет при $\varepsilon \rightarrow +0$ устойчивый предельный цикл $\Gamma_\varepsilon = \{(x'_\varepsilon(t), y'_\varepsilon(t))\}$ близкий к эллипсу ℓ_{A^*} :

$$\begin{cases} x'_\varepsilon(t) = A^* \cos \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(\varepsilon), \\ y'_\varepsilon(t) = +\sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} A^* \sin \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(\varepsilon), \end{cases}$$

откуда возвращаясь к старым переменным, окончательно получаем:

$$\begin{cases} x_\varepsilon(t) = \xi + A^* \cos \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(\varepsilon), \\ y_\varepsilon(t) = Y_0 + \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} A^* \sin \sqrt{\alpha\beta} \cdot t + O(1). \end{cases}$$

На рисунке 2 проведен сравнительный анализ предельного цикла системы (2) вычисленного используя численный алгоритм высокой точности из [4] и полученное нами приближенное представление:

$$x_\varepsilon(t) \approx \xi + A^* \cos \sqrt{\alpha\beta} \cdot t, \quad y_\varepsilon(t) \approx Y_0 + \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} A^* \sin \sqrt{\alpha\beta} \cdot t \quad \text{при } \varepsilon \rightarrow +0.$$

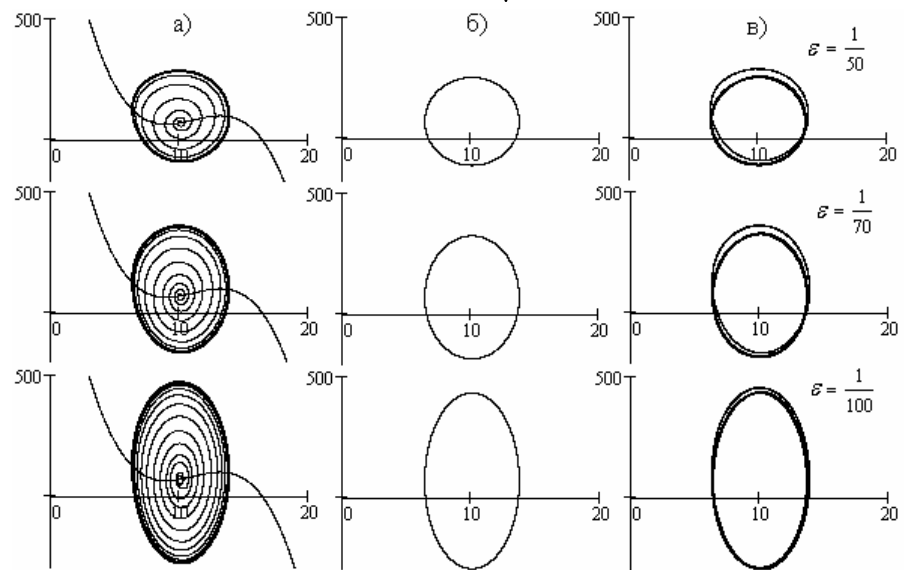


Рис. 2. Сравнительный анализ вычислений предельного цикла системы (2) при $\alpha = 1$, $\beta = 1$, $b_1 = -2$, $b_2 = 5$, $\xi = 10$, $Y_0 = 70$: а- используя численный алгоритм; б- используя полученные асимптотические формулы; в- совмещение полученных аппроксимаций к циклу на одной фазовой плоскости

4. Преобразование динамической системы под действием группы растяжений фазовой плоскости (переход к новым единицам измерения). Напорная характеристика $y = H(x)$ играет основную роль с физической точки зрения и представляет собой зависимость физических величин x и y , которые могут быть выражены в различных единицах измерения. С математической точки зрения переход к новым единицам измерения означает действие группы растяжений фазовой плоскости на систему (2). Рас-

смотрим, как преобразуется система (2) под действием этой группы. Пусть $X = m_x \cdot x$, $Y = m_y \cdot y$, тогда как легко проверить система (2) приводится к виду:

$$\begin{cases} \frac{dX}{dt} = \tilde{\alpha} \cdot \varepsilon (\tilde{H}(X) - Y), \\ \frac{dY}{dt} = \frac{\tilde{\beta}}{\varepsilon} (X - \tilde{\xi}), \end{cases} \quad (6)$$

где положено: $\tilde{H}(X) = m_y H\left(\frac{X}{m_x}\right)$, $\tilde{\alpha} = \frac{m_x}{m_y} \alpha$, $\tilde{\beta} = \frac{m_y}{m_x} \beta$, $\tilde{\xi} = m_x \xi$. Мы видим, что рассматриваемая система инвариантна относительно группы растяжений (что естественно с физической точки зрения).

На практике [1,2] напорная характеристика $H(x)$ аппроксимируется многочленом третьей степени. Мы проводили все рассуждения в предположении, что $H(x) = Y_0 + \Phi(x - \xi)$. Покажем, что с точностью до множителя в таком виде можно записать любой многочлен третьей степени.

ЛЕММА 2. Произвольный многочлен $H(x)$ третьей степени однозначно представим в виде: $H(x) = Y_0 + \Phi_{\gamma, b_1, b_2}(x - \xi)$, где $\Phi_{\gamma, b_1, b_2}(x) = -\gamma x(x - b_1)(x - b_2)$.

Доказательство. Очевидно, что любой многочлен третьей степени однозначно определяется любыми различными четырьмя точками, через которые проходит его график. Итак, пусть имеются: x_i , $y_i = H(x_i)$ ($i = \overline{1,4}$). Тогда из системы алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} Y_0 + \Phi_{\gamma, b_1, b_2}(x_i - \xi) = H(x_i), & (i = \overline{1,4}) \\ H(\xi) = Y_0, \end{cases}$$

однозначно находятся требуемые неизвестные: ξ , Y_0 , γ , b_1 , b_2 .

Асимптотические формулы для периодического решения системы (2) были получены нами в предположении, что $H(x) = Y_0 + \Phi_{1, b_1, b_2}(x - \xi)$. Покажем, что действием определенного растяжения фазовой плоскости (иными словами заменой единиц измерения) можно привести к такому виду любую напорную характеристику.

Действительно, $\tilde{H}(X) = m_y H\left(\frac{X}{m_x}\right) = \tilde{Y}_0 + \Phi_{\gamma, \tilde{b}_1, \tilde{b}_2}(\tilde{X} - \tilde{\xi})$, где обозначено:

$$\tilde{Y}_0 = m_y Y_0, \quad \tilde{b}_1 = m_x b_1, \quad \tilde{b}_2 = m_x b_2, \quad \gamma = \frac{m_y}{m_x^3}.$$

Следовательно, если изначально напорная характеристика измерялась переменными X и Y , т.е. имела вид $\tilde{H}(X)$, то замена переменных: $x = \frac{X}{m_x}$, $y = \frac{Y}{m_y}$, где коэф-

фициенты растяжения m_x и m_y удовлетворяют условию $\frac{m_y}{m_x^3} = \gamma$, приводит ее к виду

$$H(x) = Y_0 + \Phi_{1, b_1, b_2}(x - \xi).$$

5. Выводы. Для периодических решений соответствующих устойчивому предельному циклу динамической системы, описывающей движения создаваемые генератором гидроимпульсных автоколебаний, получены асимптотические разложения, которые позволяют аналитически оценить величину амплитуды генерируемых колебаний. Полученные асимптотические формулы, в частности показывают, что в случае, когда акусти-

ческие параметры генератора гидроимпульсных автоколебаний равны $L_a = 1/\alpha\varepsilon$ и $C_a = \varepsilon/\beta$, то при $\varepsilon \rightarrow +0$ генерируются колебания давления $P(t)$ с амплитудой порядка $1/\varepsilon$. Сравнение предельных циклов построенных с использованием численных методов и полученных асимптотических разложений показывают высокую точность последних.

Л и т е р а т у р а

1. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Особенности генерирования колебаний в гидросистемах, включающих лопастной и ротационный насосы // Научные труды Донецкого национального технического университета, сер. Горно-электромеханическая.- 2004.- вып. № 83.- с. 82-87.
2. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. – М.: Машиностроение, 1974.- 264 с.
3. Арнольд В.И. Обыкновенные дифференциальные уравнения.- М.: Наука, 1984.- 268 с.
4. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рijke при изменении мощности теплового потока // РАН, Математическое моделирование, 2004.- т. 16.- №9.- с. 23-28.

УДК 621.867.8

В.М. Гуцин, В.И. Сивко, О.В. Гуцин

МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСЕЙ В ЗАГРУЗОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ ПНЕВМОТРАНСПОРТНОГО ТРУБОПРОВОДА

Рассматриваются особенности формирования структуры аэросмеси в загрузочном устройстве под воздействием воздушных потоков и ее течения на участке входа в пневмотранспортный трубопровод. Рис.5. Ист. 10.

На предприятиях промышленности строительных материалов и изделий, при изготовлении холоднотвердеющих смесей в литейном производстве, в химической и пищевой промышленности, на определенном технологическом этапе, производится смешивание различных ингредиентов. Как правило, процесс смешивания осуществляется смесителями электромеханического типа периодического или непрерывного действия [1,2]. Процесс смешивания отличается большой энергоемкостью, высоким износом вращающихся и движущихся частей. При этом, удачность выбора смесителя зависит от множества технических и технологических параметров и условий. С целью устранения указанных недостатков и расширения технологических возможностей применения разработана конструкция эжекционно-аэрационного питателя-смесителя, оборудованного дополнительными смешивающими воздухоподводящими патрубками.

Трансформация структуры течения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе путем управляемой генерации вихревых структур позволяет интенсифицировать процессы массопереноса [3]. Основой разработки новых типов загрузочных устройств для пневмотранспортных установок с волновым и порционным движением аэросмесей является использование явления сверхтекучести сыпучих материалов, имеющего место при воздействии воздушных потоков и струй на сыпучий материал, эффекта вибрации или объединенного действия этих факторов [4,5].

В исследуемом питателе передача энергии дополнительных трех воздушных потоков основному продольному потоку аэросмеси осуществляется путем их турбулентного смешения. Механика турбулентного смешивания с центральным сопловым устройством достаточно подробно рассмотрена в работах Абрамовича Г.Н. [6,7]. Потери кинети-

ческой энергии при турбулентном смешивании воздушных потоков для данных типов установок оценены Соколовым Е.Я. и Зингером Н.М. в работе [8]. Вопросы исследования угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе с учетом конструктивных и технологических параметров рассмотрены в работе [9].

Анализ выполненных исследований показал неизученность данных процессов применительно к загрузочным устройствам пневматического транспорта сыпучих материалов. Исследование процессов, протекающих в области камеры смешивания, входа аэросмеси в пневмотранспортный трубопровод и ее движения на начальном участке является актуальной задачей, расширение которой позволит создать ряд загрузочных устройств нового типа, что в итоге позволит повысить эффективность пневмотранспорта сыпучих материалов.

Целью данной работы является исследование механики взаимодействия воздушных струй и формирования потока аэросмеси в питателе-смесителе инжекционного типа с дополнительным воздушным побудителем.

Аэрационный питатель представляет собой аппарат (рис.1), в котором напорный воздушный поток, вытекающий из воздухоподводящих патрубков в транспортный трубопровод в виде трех несвободных турбулентных струй, взаимодействующих между собой в трубопроводе, перемешивает аэрированный сыпучий материал, предварительно подготовленный в области выпускного отверстия бункера, и даёт энергетическую подпитку перемешанному материалу для дальнейшего движения в трубопроводе. При этом воздухоподводящие патрубки по поперечному сечению трубопровода размещаются в одной плоскости под углом 120° друг относительно друга (рис. 1,б) и направлены к продольной оси трубопровода под углом атаки $\alpha < 90^\circ$.

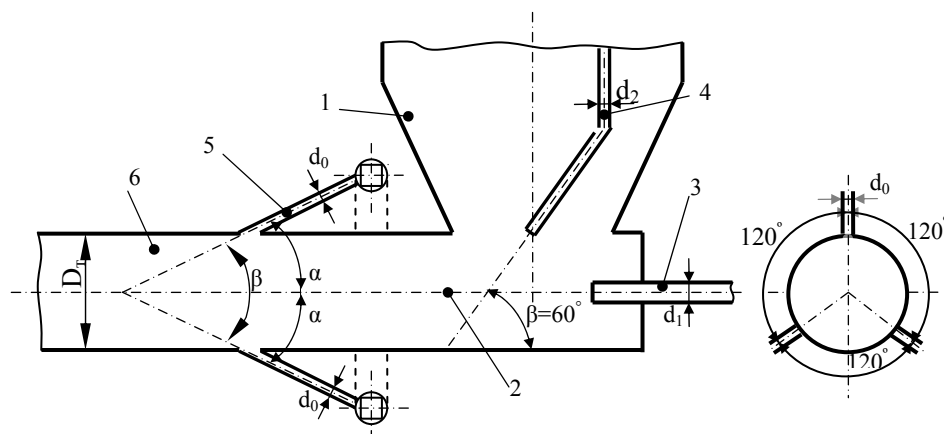


Рис. 1. Схема аэрационного питателя, оборудованного дополнительными смешивающими воздушными патрубками: а – общий вид; б – размещение патрубков относительно поперечного сечения трубопровода; 1 – бункер; 2 – смесительная камера; 3 – сопло основное; 4 – регулирующее сопло; 5 – воздухоподводящие патрубки; 6 – пневмотранспортный трубопровод

Работу аэрационного питателя можно рассматривать, как бы, состоящей из двух последовательных этапов. Первый этап – выход сыпучего материала из бункера, его вход в смесительную камеру и начало движения аэросмеси в трубопроводе. Второй этап – перемещение аэросмеси в трубопроводе воздействием трёх воздушных струй, подводимых в пневмотранспортный трубопровод посредством воздухоподводящих патрубков.

На первом этапе (рис.2) на сыпучий материал воздействуют две струи: одна направлена вдоль оси смесительной камеры и материалопровода, вторая под углом β к их продольной оси. Параметры этих струй могут определены: длина начального участка $l_n =$

$(4 \div 6)d_1$; длина переходного участка $l_n = (2 \div 4)d_1$; длина основного участка $l_o = (8 \div 6)d_1$, где d_1 – диаметр начального сечения струи.

Глубина полюса струи (точка пересечения внешних границ струи)

$$h_0 = \frac{R_1 \cdot 0,29}{a},$$

где R_1 – радиус начального сечения струи; a – опытная константа свободной струи (для упругих сред $a = 0,07 \div 0,09$).

Расстояние между срезом сопла и переходным сечением

$$S_0 = \frac{0,67 \cdot R_1}{a}.$$

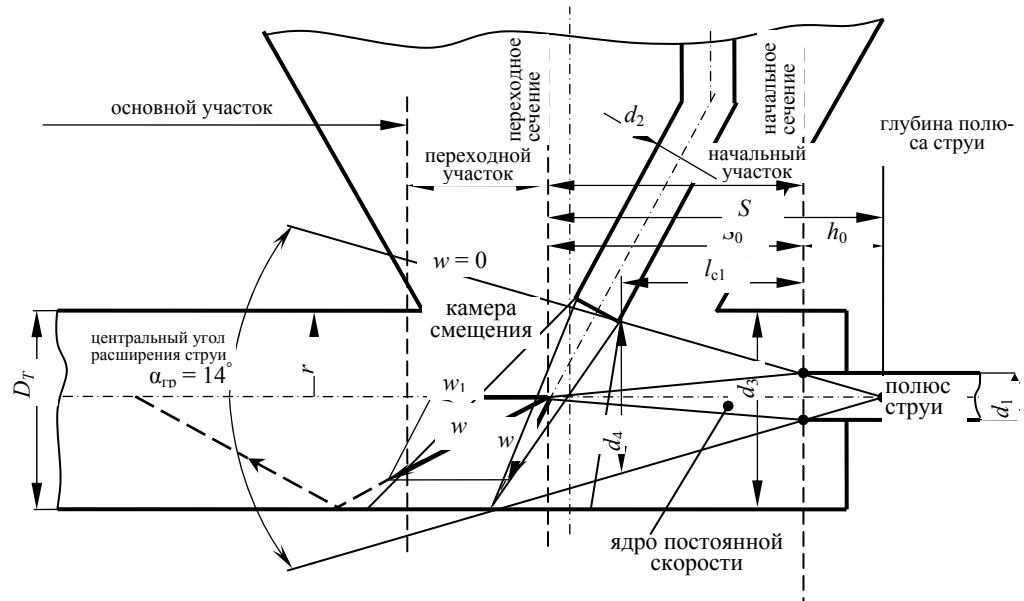


Рис. 2.Схема взаимодействия воздушных потоков на участке входа сыпучего материала в пневмотранспортный трубопровод

Расстояние сопла от камеры смешения определяется из условия, что при расчётном коэффициенте инжекции конечное сечение свободной струи равно входному сечению камеры смешения. Выбор положения рабочего сопла определяется двумя размерами свободной струи (рис.2): длиной свободной струи l_{c1} и диаметром свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла. Длина свободной струи l_{c1} может быть определена следующими приближенными зависимостями:

- при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$, т. е. когда свободная струя не выходит за пределы начального участка,

$$l_{c1} = \left[\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29 \right] \frac{d_1}{2a};$$

- при коэффициенте инжекции $u > 0,5$, т. е. когда свободная струя включает не только начальный, но и частично, основной участок

$$l_{c1} = \frac{0,37+u}{4,4a} d_1,$$

где d_1 – выходной диаметр рабочего сопла; a – опытная константа, лежащая в пределах $0,07 - 0,09$.

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла:

- при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$ $d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0,083 + 0,76}$;

- при коэффициенте инжекции $u > 0,5$ $d_4 = 1,55d_1(1 + u)$.

Сложение двух взаимодействующих струй представляется как результат сложения двух известных течений[7]. Вектор скорости \vec{W} нового течения определяется как сложение векторов \vec{W}_1 и \vec{W}_2 двух потоков $\vec{W} = \vec{W}_1 + \vec{W}_2$.

Максимальное значение скорости вдоль оси струи

$$w_m = 0,4543 \sqrt[3]{\frac{I_0^2}{\rho^2 \nu x}}$$

В случае струи круглого сечения условие постоянства количества движения записывается следующим образом:

$$I_0 = 2\pi \int_0^{R_{ГР}} \rho w^2 y dy = \pi \rho_0 w_0^2 R_0^2 ,$$

где ρ_0 – плотность потока; w_0 – скорость в начальном сечении струи; R_0 – радиус начального сечения струи.

Объёмный расход воздуха в поперечном сечении определяется следующим образом

$$Q = 2\pi \int_0^{R_{ГР}} w y dy = 2\pi w_m R_{ГР}^2 \int_0^1 \frac{w}{w_m} \zeta d\zeta = 2\pi R_0^2 w_0 \frac{w_m}{w_0} \left(\frac{R_{ГР}}{R_0} \right)^2 \int_0^1 \frac{w}{w_m} \zeta d\zeta ,$$

где $R_{ГР}$ – полуширина струи для основного участка и ширина пограничного слоя для начального участка.

Скорость, индуцируемая в произвольной точке М вихрем с номером n , равна

$$w_n = \frac{\Gamma}{2\pi r_n} ,$$

где Γ – циркуляция потока; r_n – расстояние от рассматриваемой точки М до каждого из вихрей бесконечной цепочки точечных вихрей[7] r_n . Скорость в точке М(0, r_0), индуцируемая всеми вихрями цепочки, параллельна оси цепочки и имеет величину

$$w \approx \frac{\Gamma}{2t} \left(1 + \frac{t}{\pi r_0} \right) ,$$

где t – расстояние между соседними вихрями цепочки точечных вихрей; Γ – циркуляция скорости по замкнутому контуру.

Циркуляция скорости по замкнутому контуру

$$\Gamma = \operatorname{Re} \int \bar{v} dz ,$$

где Re – число Рейнольдса, v – скорость воздушного потока, z – координата.

Приняв плоскость взаимодействия двух струй по оси трубопровода (рис. 3а) и, выделив схему натекания струи на эту плоскость (рис.4а), можно рассмотреть действующие силы [10]. Рассматривается взаимодействие установившейся струи с плоской поверхностью (рис. 4а). Результирующая сила давления на плоскость AB будет определяться величиной количества движения на нормаль к плоскости

$$P_* = \rho_0 v_0^2 d_0 \cos(90^\circ - \alpha) = m v_0 \cos \alpha ,$$

где $m = \rho_0 v_0 d_0$ – массовый расход струи; ρ_0 – плотность воздушного потока; d_0 – диаметр воздухоподводящего патрубка; α – угол атаки.

Эта сила пропорциональна квадрату скорости v_0 и связана с изменением величины и поворотом вектора количества движения потока в набегающей струе.

Проекция вектора количества движения на направление, параллельное плоскости AB , будет равна нулю, т. е.

$$-\rho_0 v_0^2 d_0 \sin(90^\circ - \alpha) + \rho_0 v_0^2 \delta_1 - \rho_0 v_0^2 \delta_2 = 0$$

или

$$d_0 \sin(90^\circ - \alpha) = \delta_1 - \delta_2,$$

где δ_1 и δ_2 – толщина пристенного слоя струи.

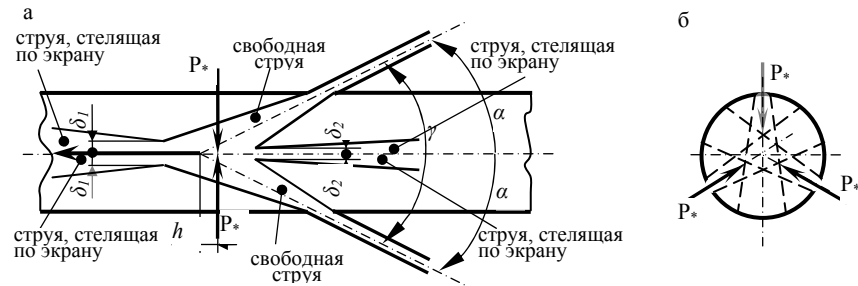


Рис. 3. Схема взаимодействия струй в плоскости оси трубопровода:
а – вдоль трубопровода; б – по поперечному сечению трубопровода

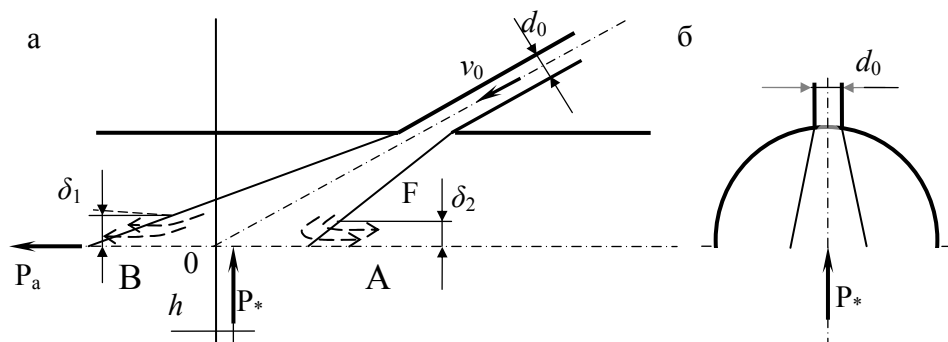


Рис. 4. Схема натекания струи на плоскость:
а – формирование действующих нагрузок; б – реакция от действия струи на плоскость

По закону сохранения массы

$$\rho_0 d_0 v_0 = \rho_0 \delta_1 v_0 + \rho_0 \delta_2 v_0 \text{ или } d_0 = \delta_1 + \delta_2.$$

Следовательно

$$\delta_1 = \frac{1 + \sin(90^\circ - \alpha)}{2}, \quad \delta_2 = \frac{1 - \sin(90^\circ - \alpha)}{2}.$$

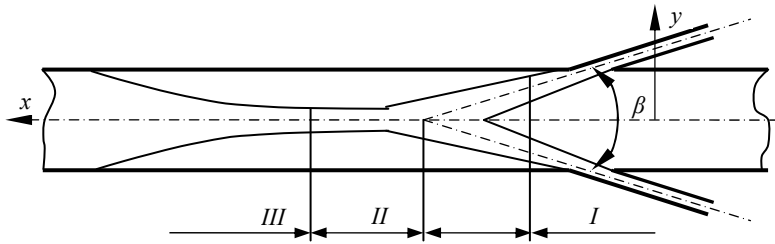


Рис. 5. Схема изменения формы, слившейся струи, полученных при соударении двух круглых струй на начальном(I), переходном(II) и основном участках

Плечо приложения силы P_* определяется из момента количества движения относительно точки 0

$$hP_* = \frac{1}{2} \rho v_0^2 \delta_1^2 - \frac{1}{2} \rho v_0^2 \delta_2^2 \text{ или } h = \frac{1}{2} d_0 \operatorname{tg}(90^\circ - \alpha).$$

Экспериментально на модели исследовано: движение сыпучего материала в камере смешения при воздействии на него двух воздушных потоков, направленных под определенным углом друг относительно друга, влияние подачи избыточного давления в освобождающуюся часть бункера на процесс истечения, влияние диаметра сопел и места установки горизонтального и вертикального сопел на процесс истечения, изменение массовой концентрации в зависимости от величины избыточного давления, оценка общих потерь давления в загрузочном устройстве. Увеличение диаметров сопел d_1 и d_2 приводит к повышению производительности истечения. Массовая концентрация достигается при $R_{изб} = 0,01 \dots 0,02$ МПа. Повышение избыточного давления в рабочей системе до $0,03 \dots 0,04$ МПа приводит к падению массовой концентрации до величины ($\mu = 20 \dots 25$ кг/м), что свидетельствует о переходе работы установки в режим перемещения одиночных частиц в полете во взвешенном состоянии.

Выводы

Исследования поведения сыпучего материала в камере смешения при воздействии на него двух взаимодействующих воздушных струй, влияние величины диаметров сопел (эжекторов) и их расстояний от камеры смешения на процесс истечения сыпучих материалов из выпускного отверстия бункера на участке его ввода в материалопровод показали, что в непосредственной близости от камеры смешения после его выхода в материалопровод сыпучий материал движется в двух режимах: в плотном азрированном потоке или волновом режиме, далее трансформирующемся в трубопроводе в порционный режим движения аэросмеси. Экспериментальные исследования эжекционного питателя с дополнительным воздушным побудителем, выполненные на модели, подтвердили его хорошую работоспособность. Применение питателей данного типа в новых высокоэффективных пневмотранспортных установках с волновым и порционным режимами движения аэросмеси позволит решать задачу дальнейшего развития и совершенствования пневмотранспорта сыпучих материалов.

Литература

1. Сівко В.Й., Поляченко В.А. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів. – К.: ТОВ «АВЕГА», 2004. -280 с.
2. Гунько И.И., Порохня С.В., Жирков А.С. Методика автоматизированного проектирования лопастных смесителей// Вісник ДДМА. – 2006. - №1 (3). – С. 164-169.
3. Гуцин В.М. Интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов// Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. - №2 (4). – С. 29-32.
4. Гуцин В.М. Исследование загрузочных устройств пневмотранспорта сыпучих материалов / Наукові праці ДонДТУ. Вип. 27, серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонДТУ, 2001. – С. 194-200.

5. Гущин В.М. Управление движением аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе струйным воздействием воздушного потока // Промислова гідраліка і пневматика. – 2006. - №4 (10). – С. 21-25.
6. Абрамович Н. Г. Теория турбулентных струй. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры., 1984. – 716с.
7. Абрамович Н. Г. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 324с.
8. Соколов Е.Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 287с.
9. Пономаренко С. Н. Исследование угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе // Науковий вісник ДДМА. – Краматорськ, №2, - С.126-131.
10. Алешко П. И. Механика жидкости и газа. Харьков, Изд-во при Харьковском ун-те изд. объединения «Вища школа», 1977, - 320с.

УДК 621.22

Жеглова В.М., Николенко И.В.

ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ПОВОРОТНОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ РЕГУЛИРУЕМОЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Рассмотрена расчетная схема поворотного распределителя, которая получена дискретизацией детали на упругие элементы. Выполнен расчет анализа геометрических параметров детали и получены расчетные зависимости для определения напряжений в опасных сечениях. Рис.3, Ист. 4.

Введение. В современном машиностроении наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромашины (АПП), что объясняется их минимальными габаритами и массой, высоким рабочим давлением, КПД и надежностью. Неоспоримым преимуществом АПП является возможность регулирования рабочего объема, которая эффективно реализуется в регулируемых аксиально-поршневых гидромашинах (РАПП) двух типов с наклонным блоком цилиндров (БЦ) и с наклонным диском [1]. Анализ конструкций современных РАПП свидетельствует о том, что лучшие показатели по удельной мощности, энергоемкости, габаритам и удельной стоимости единицы массы и мощности имеют насосы с наклонным диском, а гидромоторы - с наклонным БЦ. Недостатки РАПП с наклонным БЦ люлечного типа были связаны с большими габаритами, массой и усилиями регулирования, и до середины 80-х годов прошлого века ограничивали сферы их применения. Создание РАПП с поворотным распределителем (ПР), которые известны под названием конструктивной схемы «Тримот», позволило устранить эти недостатки. Особенно расширилась сфера применения РАПП с наклонным БЦ типа «Тримот» в качестве гидромоторов, ввиду более высокого гидромеханического КПД гидромашин и минимальных частоты устойчивого вращения вала не менее 50 об/мин. Дальнейшим развитием конструктивной схемы «Тримот» явились уменьшение габаритов, увеличение угла наклона БЦ, а также совершенствование схем регулирования [2].

Основной деталью в РАПП с наклонным БЦ конструктивной схемы «Тримот» является ПР от конструкции и размеров которого зависят уровни рабочего давления, долговечность, частота вращения, КПД и характеристики регулирования, а также уровни излучаемого шума. До настоящего времени напряженно-деформированное (НДС) состояние ПР исследовалось в основном численными методами и наиболее распространенным явился метод конечных элементов (МКЭ) (рис.1) [2,3]. Несмотря на высокую точность получаемых результатов, высокая трудоемкость при подготовке данных, а также избыток получаемой информации позволяет применять МКЭ в основном на стадии проверочных расчетов деталей гидромашин. Наиболее эффективно МКЭ используется для проверочных расчетов, а также для анализа их НДС и оценки точности получаемых

для упрощенных расчетных схем. Поэтому МКЭ практически невозможно применить на ранних стадиях проектирования узлов и деталей РАПГ с наклонным БЦ.

Постановка задачи. Несмотря на то, что ПР является одной из основных деталей РАПГ с наклонным БЦ, до настоящего времени инженерных методик расчета этой детали, а также результатов аналитических исследований конструкций в специальной литературе не представлено. Анализ структуры материала ПР в зоне разломов свидетельствует об усталостном характере его разрушений. Как известно, характер переменных нагрузок оказывает существенное влияние на усталостную прочность детали и во многом ее определяют. Поэтому расчет долговечности ПР с учетом их динамического нагружения представляет наибольший интерес при проектировочных расчетах. В данной статье предложен аналитический расчет для нахождения напряжений по известной геометрии ПР.

Авторами ранее было выполнено моделирование для ПР РАПГ типа 403.112 в программном комплексе ANSYS, модель которого представляет трехмерную фигуру. Вся модель была разбита с помощью сетки на 163359 конечных элементов в узлах, которых определялись требуемые параметры. Для сравнения полученных результатов с выполненными расчетами данной детали разработан аналитический расчет.

В результате моделирования в программном комплексе ANSYS анализ НДС ПР показал, что максимальные напряжения в нем действуют в перемычке между каналами либо в их наружных стенках. В остальных зонах поперечного сечения ПР напряжения существенно меньше. Поэтому прочность ПР определяется прочностью наружных стенок, либо перемычки между каналами. Анализ НДС ПР дал возможность принять ряд упрощающих его расчетную схему допущений. Влияние давления рабочей жидкости в каналах передается только на прилегающие перемычки, а прилегающая к центральному отверстию часть ПР принимается абсолютно жесткой, поэтому, это позволяет рассматривать лишь части распределителя, выделенные сечениями параллельные осям каналов, которых обращены к задней крышке корпуса. С учетом этого, деформации в ПР обуславливаются деформациями перемычек между каналами и их наружных стенок. С учетом этих допущений расчетная схема ПР представляется в виде его дискретизации на хорошо изученные упругие макроэлементы: балку и стержни, которыми моделируются перемычка между каналами и их наружные стенки.

На рис. 1 представлена расчетная схема ПР, которая получена в результате дискретизации на упругие элементы осевыми сечениями, проведенными по оси канала высокого давления, который обращен к задней крышке. Образованная балка связана с жестким центром ПР упругими стержнями – перемычкой между каналами и их наружными стенками.

Толщина перемычек и наружной стенки ПР в зоне действия максимальных напряжений (рис 1 а,б):

$$b_1 = R_p \cdot \sin \gamma - r, \quad b_2 = B - R_p, \quad (1)$$

где R_p – наибольший радиус каналов; γ – угол между осью отверстия и центральной осью; r – радиус каналов; B – длина ПР.

Усилия в перемычке между каналами ПР P_1 и его наружной стенке P_2 определим методами сопротивления материалов. Условие статики для рассматриваемой балки запишется в виде:

$$2P_2 + P_1 = Q, \quad (2)$$

где $Q = 2qS_f$ – суммарное действующее усилие от давления в каналах в ПР. q – давление; S_f – площадь проекции поверхности каналов распределителя на плоскость перпендикулярную оси Y , проходящая через сечение А-А.

Для получения второго уравнения относительно неизвестных сил воспользуемся условием совместности деформации перемычки между каналами ПР и их наружных стенок. Искомая зависимость между деформациями перемычек, согласно рис. 1в.

$$\Delta_i = \frac{1}{E} \cdot P_i \cdot \frac{I_i(L_i)}{2}, \quad (3)$$

где Δ_i - линейные деформации перемычки между каналами ПР и его наружной стенки; $I_i(L_i)$ - интегралы соответствующие податливости перемычек [4].

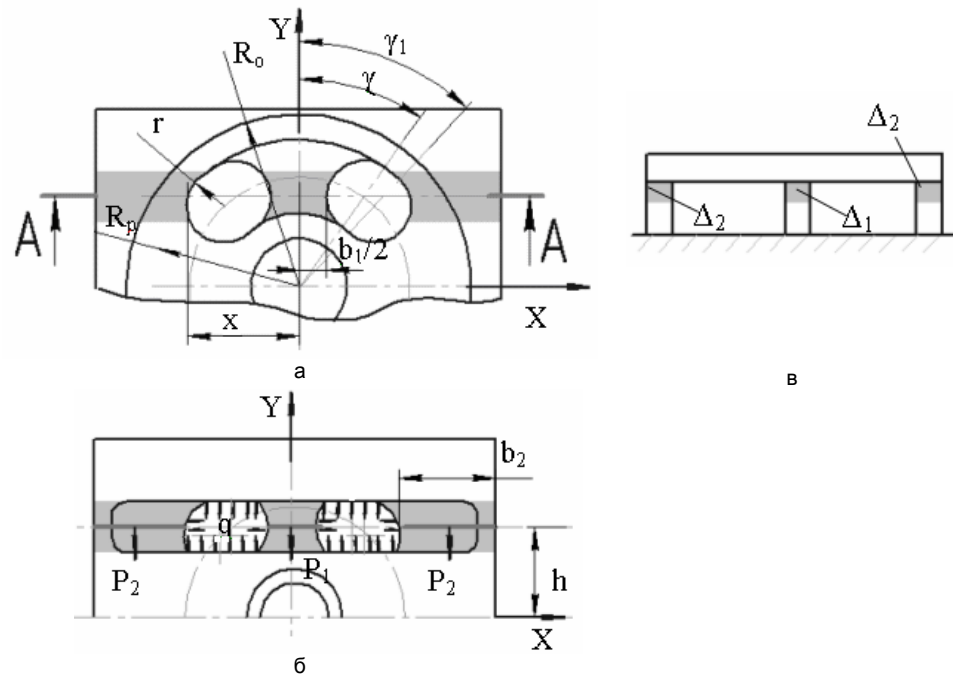


Рис.1. Расчетная схема ПР : а – поверхность обращенная к блоку; б - поверхность обращенная к крышке корпуса; в – схема совместности деформаций перемычки и наружных стенок

$$I_1(L_i) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos \varphi \cdot d\varphi}{L_i - \cos \varphi} = \frac{2 \cdot L_i}{\sqrt{L_i^2 - 1}} \cdot \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{L_i + 1}{L_i - 1}} - \frac{\pi}{2}, \quad L_1 = 1 + \frac{b_1/2}{r}, \quad L_2 = 1 + \frac{b_2}{r} \quad (4)$$

Из условия совместности деформаций перемычки и наружной стенки $\Delta_1 = \Delta_2$. С учетом уравнения (2) получим

$$P_2 = \frac{Q}{\left(\frac{I_1(L_1)}{I_1(L_2)} + 1 \right)}, \quad P_1 = 2P_2 \frac{I_1(L_1)}{I_1(L_2)}. \quad (5)$$

Из геометрических соображений определяем S_f из плоскости сечения площади перемычки и наружной стенки.

$$S_f = S_3 - S_2 - S_1, \quad (6)$$

где S_1, S_2, S_3 - площади сечений определяемые из рассмотренной геометрии ПР.

Напряжения в зоне минимальной толщины перемычки между каналами ПР и зоне минимальной толщины наружной стенки определяем по формуле:

$$\sigma_i = \frac{P_i}{S_i}. \quad (7)$$

Результаты расчета. Определяем высоту сегмента цилиндра из рис.2а:

$$\Delta_s = R_s - \sqrt{R_s^2 - B^2}, \quad (8)$$

где R_s – радиус сферы;

Вычисляем высоту наружной стенки по формуле:

$$\Delta_c = R_c - \sqrt{R_c^2 - B^2}, \quad (9)$$

где R_c – радиус цилиндра;

Высота наружной стенки определяем по формуле:

$$A = K - \Delta_s, \quad (10)$$

где K – высота ПР.

Находим величину толщины наружной стенки

$$H = B - x, \quad (11)$$

где $x = \sqrt{R_p^2 - h^2}$ – координата внутренней поверхности наружной стенки;

h – высота от оси до сечения.

Рассчитываем высоту боковой поверхности ПР :

$$K_t = \Delta_s - \Delta_c. \quad (12)$$

Суммарная площадь сечения наружных стенок ПР определяется как площадь трапеции, показана на рис.2а:

$$S_2 = \left(\frac{A + K_t}{2} \right) \cdot H. \quad (13)$$

Суммарная площадь сечения ПР определяется как площадь трапеции, представлена на рис.2 б:

$$S_3 = \left(\frac{K_t + K}{2} \right) \cdot B. \quad (14)$$

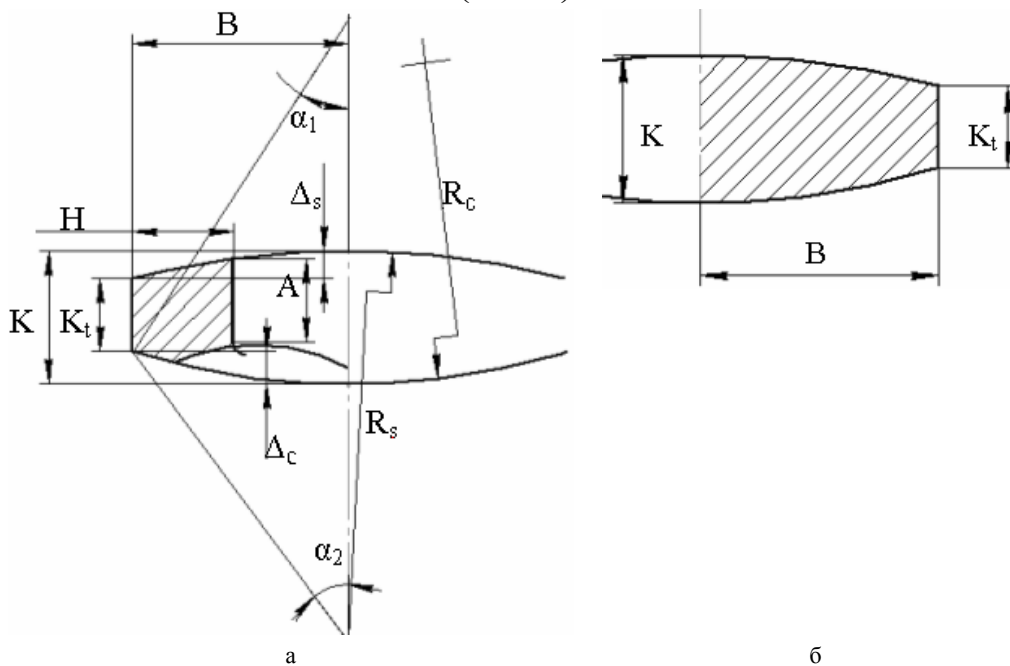


Рис.2. Расчетные схемы определения площадей:
а- сечения боковой поверхности; б- площади сечения ПР

Площадь сечения перемычки между каналами определяется как площадь трапеции, показана на рис.3:

$$S_1 = \left(\frac{b_1 + b_{1c}}{4} \right) \cdot K_1, \quad (15)$$

где b_1 – ширина перемычки между каналами; $b_{1c} = b_1 + 2m$ – максимальная ширина перемычки; $m = \text{tg}\beta \cdot K_1$

Определяем высоту перемычки

$$K_1 = K - t_s - t_c, \quad (16)$$

где t_s – высота канала над внешней перемычкой; t_c – высота канала под перемычкой.

Для конструкций с высокой неравномерностью напряжений одним из эффективных способов снижения габаритов и массы деталей и узлов является обеспечение равнопрочности, то есть обеспечение одинакового запаса прочности в опасных сечениях $\sigma_1 = \sigma_2$. Условие равнопрочности опасных сечений ПР, с учетом (5) представим в виде

$$S_2 = 2nS_1, \quad (17)$$

где $n = I_1(L_1)/I_1(L_2)$

В качестве исходных данных принимаем размеры ПР из рабочего чертежа гидромашин 403.112, при: $q=25$ МПа – давление приложенное в каналах ПР; $\gamma_1 = 43^\circ$ – угол между осью канала и центральной осью; $R_o = 37,5$ мм – радиус сферы распределителя; $R_p = 32$ мм – наибольший радиус каналов; $r = 8$ – радиус каналов; $\beta = 8^\circ$ – угол наклона перемычки между каналами; $b_1 = 10$ мм – ширина между каналами; $t_c = 5,5$ мм – высота канала над внешней перемычкой; $t_s = 3$ мм – высота канала под перемычкой. $R_s = 175$ мм – радиус сферы; $R_c = 150$ мм – радиус цилиндра; $K = 27$ мм – высота ПР.

В результате расчета по вышеприведенным формулам получаем величины напряжений, в перемычке между каналами $\sigma_1 = 127$ МПа и в наружных стенках каналов $\sigma_2 = 47$ МПа.

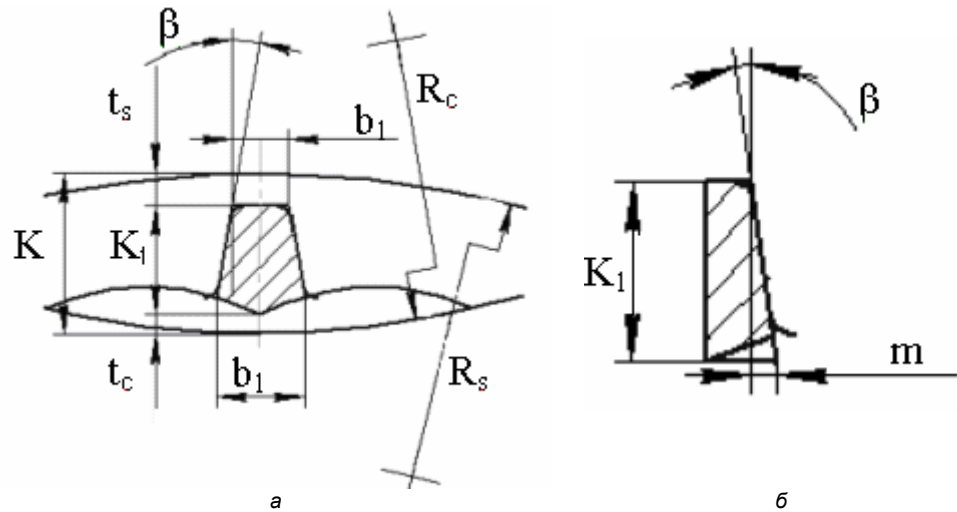


Рис. 3. Расчетная схема для определения площади сечения перемычки между каналами ПР: а – вид по сечению А-А, б – аппроксимация перемычки трапеции

Выводы. В результате анализа НДС ПР полученного при расчетах в программном комплексе ANSYS предложена модель детали на основе ее дискретизации на упругие макроэлементы. Установлены геометрические зависимости, которые позволяет выполнить аналитический расчет для определения напряжений в опасных сечениях. Данную

модель, может найти применение при проектных расчетах РАПГ, а также их модернизации с учетом условий изготовления и эксплуатации. Для рассмотренной конструкции РАПГ 403.112. в результате аналитических расчетов и моделирования ПР в программе ANSYS погрешность вычислений не превышает 5%.

Л и т е р а т у р а

1. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. Анализ современного технического уровня гидро-объемных передач // Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. - №4 (30). – С. 3 - 6.
2. Кондрахин Г.А. Разработка методов расчета и исследование опор скольжения аксиально-поршневых насосов и гидромоторов в гидро-приводе строительных и дорожных машин. - Диссер. канд. техн. наук: 05.04.04. – М., 1983. - 187 с.
3. Пасынков Р.М. Особенности расчетов и конструирования аксиально-поршневых гидромашин // Вестник машиностроения. – 1991. – №3. – С.20 – 22.
4. Хомяк Ю.М., Николенко И.В. К расчету напряжений в блоке цилиндров аксиально-поршневой гидромашин в статике // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. К.: Техника. – 1983. – Вып.36. – С. 94 – 97.

УДК 621.65

И.П. Каплун, А.А. Шепеленко

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАПОРНОСТИ МАЛОГАБАРИТНОЙ ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ СКВАЖИННОГО НАСОСА

Рассмотрены пути повышения напорности ступеней скважинных насосов, предназначенных для подъема пластовой жидкости. Указано на целесообразность использования проточной части с тандемным рабочим колесом. Рис. 3. Табл.1. Ист. 10.

Современные условия деятельности нефтегазодобывающей отрасли характеризуются увеличением доли находящихся в разработке мало- и среднедебитных скважин [1] и тенденцией к уменьшению объемов добычи нефти из длительно эксплуатируемых месторождений. Поэтому особенно оправданным на поздней стадии разработки нефтяных месторождений, когда необходим форсированный режим работы скважин, является применение высокопроизводительных установок электроцентробежных насосов (УЭЦН).

Погружные ЭЦН обладают высокой экономичностью в достаточно широком интервале изменения подачи и высоты подъема жидкости. Практически верхний предел экономически эффективного применения центробежных насосов по подаче ограничивается возможностями насоса [2]. Вместе с тем электроприводным скважинным насосам присущи и значительные недостатки, к которым относятся:

- ограниченные возможности применения в наклонно направленных скважинах;
- низкая надежность кабеля и погружного электродвигателя, особенно в скважинах с высокими температурами;
- сравнительно низкий межремонтный период;
- значительная сложность и трудоемкость ремонта.

Несмотря на отмеченные недостатки, насосы такого типа широко применяются, в том числе и для высокодебитных скважин, обеспечивая высокие темпы разработки нефтяных месторождений. В частности ими подымают более 70% пластовой жидкости в системах поддержания пластового давления [2].

Особый интерес в таких условиях представляют скважинные насосные установки с рабочими колесами осевого типа. Это связано с тем, что данные агрегаты могут использоваться в скважинах малого диаметра (до 150 мм), сохраняя при этом высокую продуктивность. На кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ разработана мало-

габаритная осевая ступень с упрощенной геометрией проточной части, которая обладает рядом преимуществ (по сравнению со ступенями ЭЦН):

- простота геометрических форм обеспечивает большую технологичность в производстве, допускает применение коррозионно-стойких сталей, в том числе с невысокими литейными качествами;

- малые осевые габариты, что уменьшает длину насоса и, соответственно, упрощают сборочно-монтажные работы а также в некоторой мере повышая его надежность;

- имеются данные о возможности перекачивания с помощью указанных ступеней газожидкостных смесей с большим объемным содержанием газа [3] что, во-первых, открывает широкие перспективы применения данных насосов в скважинах с высоким газовым фактором, а во-вторых, устраняет необходимость применения специальных устройств на входе в насос (газосепараторы).

Рабочее колесо указанной ступени представляет собой шнек постоянного шага, а направляющий аппарат – набор прямых радиальных пластин (рис.1).

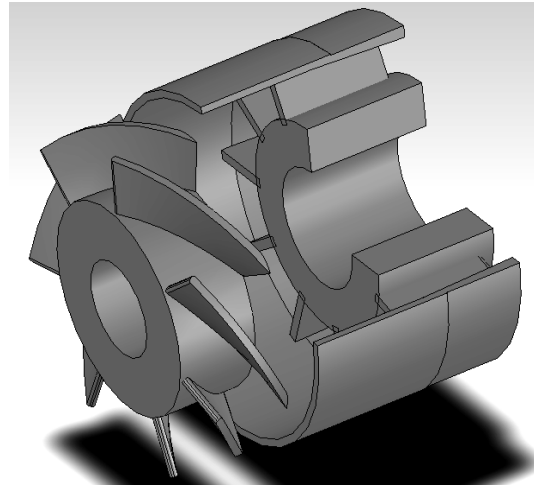


Рис. 1. Проточная часть малогабаритной осевой ступени

В то же время указанная ступень имеет недостаток, присущий всем осевым машинам, – относительно невысокие значения развиваемых напоров.

Согласно [1] глубина спуска насоса в скважинах достигает 2200 м. Таким образом, в связи с необходимостью добычи нефти из все более глубоких скважин, остро стоит вопрос повышения напора насоса в целом и напорности ступени в частности.

Пути повышения напорности можно определить, анализируя формулу теоретического напора для бесконечного числа лопастей, которая в общем виде записывается следующим образом [4]:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (r_2 \cdot v_{u2\infty} - r_1 \cdot v_{u1}), \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения рабочего колеса, c^{-1} ;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

$v_{u2\infty}$ – окружная проекция абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса, m/c ;

v_{u1} – окружная проекция абсолютной скорости на входе в рабочее колесо, m/c ;

r_2 – радиус рабочего колеса на выходе, m ;

r_1 – радиус рабочего колеса на входе, m .

С учетом незначительности радиальных перемещений жидкости в проточной части осевого насоса [4], для рассматриваемой ступени можно записать:

$$H_{T\infty} = \frac{u}{g}(v_{u2\infty} - v_{u1}), \quad (2)$$

где u – окружная скорость рабочего колеса, м/с.

Анализ уравнений (1 – 2) указывает на следующие возможные пути увеличения теоретического напора ступени:

- увеличение частоты вращения ротора насоса;
- увеличение наружного диаметра рабочего колеса;
- увеличение угла поворота потока в решетке лопастей ступени.

Первое направление, несомненно, является наиболее перспективным, однако оно связано с рядом трудностей, в частности с необходимостью в использовании специального привода (высокооборотный электродвигатель или турбопривод). Турбопривод вызывает свои сложности (необходимость в достаточно сложной наземной части установки; трудоемкость ее обслуживания; необходимость в специальной подготовке рабочей жидкости и др.), а для производства погружного электродвигателя с частотой вращения ротора более 3000 об/мин необходимо проведение дополнительных исследований (в частности касательно его опор и уплотнений). Кроме того, повышение частоты вращения насоса обостряет общие проблемы, связанные с кавитацией, эрозионным износом, динамикой ротора, опорами и, в особенности, восприятием осевой силы, действующей на рабочие колеса. Учитывая, что одной из основных причин аварий ЭЦН является вибрация (37% случаев [5]), а в свою очередь причиной вибрации в 74% случаев служит разбалансировка секций установки, этот путь на данном этапе представляется нецелесообразным.

Второе направление в данном случае является неприемлемым в силу ограничения наружного диаметра насосного агрегата соответствующим внутренним диаметром колонны обсадных труб скважины.

Соответственно, наиболее целесообразным на данный момент представляется третье направление. Угол поворота потока при его прохождении через каналы рабочего колеса предлагается увеличить за счет использования разрезных лопастей [6, 7]. Рабочие колеса, в которых применяется это решение, также называют тандемными или бипланными [8]. Один из возможных вариантов проточной части с тандемным рабочим колесом представлен на рис.2.

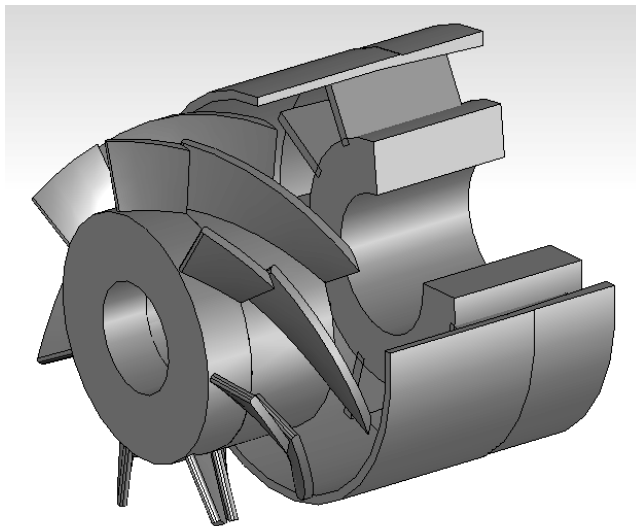


Рис. 2. Проточная часть с тандемным рабочим колесом

Использование разрезных лопаток позволяет получить большие углы поворота потока в ступени без его отрыва, что в свою очередь приводит к более высокому подъему давления и, следовательно, к снижению необходимого числа ступеней [6]. Последнее позволяет уменьшить длину насоса, которая оказывает значительное влияние на надежность и долговечность насосов данного типа, особенно при эксплуатации в непрямоосных скважинах.

Необходимо отметить, что эта идея успешно реализуется в компрессоростроении [9], в судостроении [10], а также в предвключенных шнеках [7]. Тем не менее, на данном этапе для скважинных насосных установок рабочей конструкции такой ступени не существует. Результаты проведенных ранее исследований [8] указывают на следующее: у обычного шнека средние коэффициент расхода $\bar{\varphi} = 0,107$, а коэффициент повышения напора $\bar{\psi} = 0,085$; соответствующие значения для колеса с разрезными лопатками $\bar{\varphi} = 0,109$ и $\bar{\psi} = 0,303$. Кроме того, сравнение показывает, что у колеса с разрезными лопастями КПД и увеличение напора в целом выше, а потери около внешней кромки ниже. Существенное улучшение характеристик в области внешней кромки указывает на то, что конструкция колеса с разрезными лопастями препятствует значительному накоплению в этой области жидкости с низкой удельной энергией. КПД испытанного колеса оставался большим в значительном диапазоне значений расхода.

Учитывая вышеизложенное, целесообразно проведение исследования, направленного на создание малогабаритной осевой ступени погружного скважинного насоса с тандемным рабочим колесом. На кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ существует экспериментальный стенд, предназначенный для испытания ступеней скважинных насосных агрегатов (рис.3).

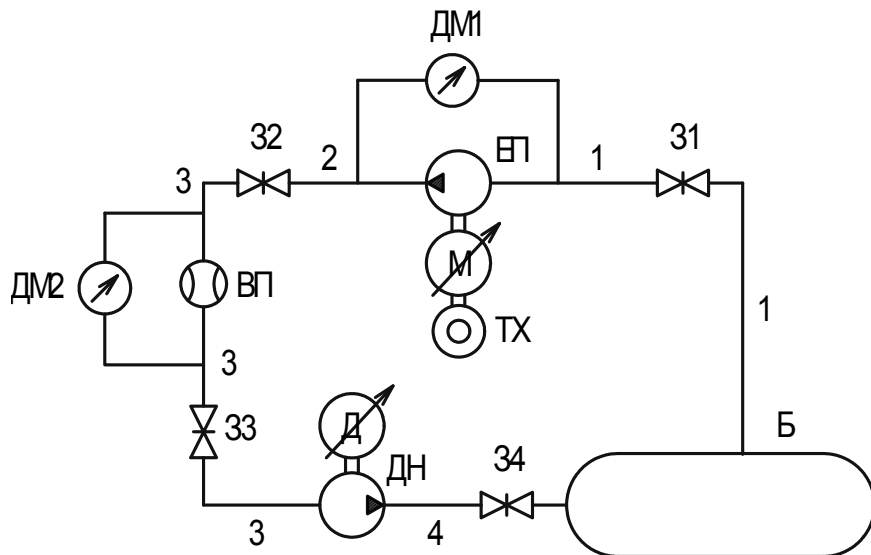


Рис. 3. Гидравлическая принципиальная схема стенда для экспериментальных исследований малогабаритных ступеней погружных скважинных насосов

Стенд заполняется от технического водопровода и работает по замкнутой системе циркуляции жидкости. Он включает в себя экспериментальное устройство с приводным балансирным двигателем, бак емкостью 20 м³, вспомогательный насос с приводным двигателем, измерительную аппаратуру, а также систему трубопроводов с запорно-регулирующей арматурой и расходомерным устройством. Вспомогательный насос, ус-

тановленный за расходомерным устройством по направлению движения жидкости в стенде, позволяет уменьшать сопротивление сети при испытаниях на больших расходах.

Т а б л и ц а 1

Условные обозначения

Поз. обознач.	Наименование	Кол-во	Прим.
Б	Бак	1	$V=20 \text{ м}^3$
ЕП	Экспериментальное устройство	1	
М	Балансирная машина	1	$N=20 \text{ кВт}$ $n = 0-6000 \text{ об/мин}$
ДН	Вспомогательный насос	1	
Д	Электродвигатель	1	
ВП	Расходомерное устройство	1	$Q_{\text{max}}=30 \text{ м}^3/\text{час}$
ДМ1	Дифманометр	1	$\Delta P = 0,25 \text{ МПа}$
ДМ1	Дифманометр	1	$\Delta P = 0,1 \text{ МПа}$
ТХ	Тахометр	1	
31 - 34	Задвижка	4	

Выводы

Использование в скважинных насосных агрегатах шнековых рабочих колес с разрезными лопастями является перспективным направлением развития машин этого класса, поэтому проведение исследования в данном направлении можно считать целесообразным и актуальным.

Л и т е р а т у р а

1. Повышение эффективности эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН, в осложненных условиях Самотлорского месторождения: Автореф. дис. ... канд. тех. наук: (25.00.17)// Генералов И.В. – Уфа, 2005. – 183 с.
2. Балакиров Ю. А. и др. Оптимальное управление процессами нефтедобычи. – К.: Техніка, 1987. – 148 с., ил.
3. www.sulzerpump.com
4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
5. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсивного выноса мех примесей: Автореф. дис. ... канд. тех. наук: (25.00.17.) // Кудрявцев И.А. – Тюмень, 2004.– 121 с.
6. Н. Е. Sheets, С.Р. Vrapcar. Многоступенчатый аксиальный жидкостный насос с разрезными лопатками // «Энергетические машины и установки», том 88, серия А,- 1966-№2.
7. Richard F. Soltis, Donald C. Urasek, and Max J. Miller Blade-element performance of a tandem-bladed inducer tested in water, NASA TN D-5562, 1969.
8. В. Lakshminarayana. Гидродинамика входных устройств насосов (обзор) // «Теоретические основы», 1982.- т. 104.- № 4.
9. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. - М.: «МАШГИЗ», 1959.– 678 с.
10. Родионов В. А., Храмин М. Ф. Проблемы создания водометных движителей судов на подводных крыльях // «Судостроение».- 1976.- №8.

Клитной В.В.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ОРТОТРОПНЫХ ПЛАСТИН С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ АКТУАТОРАМИ

В статье исследуется работа пленочного пьезоэлектрического актуатора, закрепленного на ортотропной пластине. Предложены три варианта замены воздействия актуатора изгибающими моментами. Проведены численные исследования на модели прямоугольной ортотропной пластины с закрепленным на ней пьезоэлементом. Сделаны соответствующие выводы о целесообразности такой замены.

Введение

Развитие в последние годы таких областей техники как космонавтика, авиастроение, машиностроение, использование новых материалов для создания механизмов, вызывает потребность в эффективном структурном управлении вибрациями, которое может быть достигнуто с помощью активных методов управления. В связи с этим интересно рассмотреть, развивающиеся в последние годы, адаптивные конструкции.

Одними из наиболее используемых материалов для сенсоров и актуаторов в адаптивных структурах являются пьезокерамические и пьезополимерные материалы. Как чувствительные элементы они производят сигнал пропорциональный их деформации, и наоборот, как актуаторы создают силу являющуюся пропорциональной приложенному электрическому напряжению. Пьезоэлектрические актуаторы используемые в адаптивных системах обычно представляют собой тонкие пленки, поляризованные по толщине и закрепленные на поверхности структурного элемента. Приложение электрического поля по толщине пьезоэлектрического элемента приводит к увеличению или уменьшению продольных размеров актуатора, вследствие чего деформируется структурный элемент конструкции.

Однако при математическом моделировании реальных задач достаточно сложно, а иногда и невозможно осуществить связь между электрическими и механическими параметрами системы. Потому перспективной видится замена пьезоэлектрического воздействия механическими изгибающими моментами. Основной целью данной работы является оценка эффективности такой замены.

Постановка задачи

Исследование взаимодействия пьезоэлектрического актуатора с ортотропной пластиной, выполненное в работах [1, 2, 3, 4], показало возможность замены воздействия актуатора моментами, действующими на гранях элемента. Так после проведения ряда теоретических выкладок, описанных в работах [1, 2], можем записать искомые изгибающие моменты в следующем виде:

$$\begin{aligned} \left(\frac{C_{13} \cdot e_{33}}{C_{33}} - e_{13} \right) \cdot \frac{1}{h_p} \cdot (h_p^2 + h \cdot h_p) \cdot U_{\text{экс}} &= M_1; \\ \left(\frac{C_{23} \cdot e_{33}}{C_{33}} - e_{13} \right) \cdot \frac{1}{h_p} \cdot (h_p^2 + h \cdot h_p) \cdot U_{\text{экс}} &= M_2. \end{aligned} \quad (1)$$

где h_p – толщина пьезоэлемента; h – толщина пластины; C_{13} , C_{23} , C_{33} – коэффициенты тензора упругой жесткости пьезоэлемента; e_{13} , e_{23} , e_{33} – коэффициенты тензора пьезоэлектрических постоянных.

Некоторыми авторами вводится ряд допущений упрощающих вывод искомых моментов. Так в анализе, представленном ниже, главным образом базирующемся на работах [3, 4], предполагается постоянство кривизн изогнутой срединной поверхности пластины C_1 , C_2 по всей поверхности пьезоэлемента.

Запишем соотношения для деформаций незакрепленного пьезоактуатора:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_1^p = \varepsilon_2^p = d_{31} \cdot \frac{U_{ax}}{h_p}, \quad (2)$$

где d_{31} – компонент тензора пьезоэлектрических коэффициентов.

Обусловленное пьезоэлектрическим воздействием на пластину распределение деформаций в направлениях осей x_1 и x_2 можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= C_1 \cdot x_3; \\ \varepsilon_2 &= C_2 \cdot x_3. \end{aligned} \quad (3)$$

Тогда вектор деформаций для пьезоэлемента, закрепленного на пластине, можно записать следующим образом:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 - \varepsilon_p \\ \varepsilon_2 - \varepsilon_p \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Умножение вектора деформаций актуатора (4), представленного ранее, на матрицу жесткости элемента \mathbf{C} даст в итоге вектор механических напряжений $\boldsymbol{\sigma}$, вызванных пьезоэлектрическим нагружением.

Матрицу жесткости для пьезоэлектрической керамики можно представить в следующем виде [5]:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{E_p}{1-\nu_p^2} & \frac{E_p \cdot \nu_p}{1-\nu_p^2} & 0 \\ \frac{E_p \cdot \nu_p}{1-\nu_p^2} & \frac{E_p}{1-\nu_p^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E_p}{2 \cdot (1+\nu_p)} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где E_p – модуль упругости, а ν_p – коэффициент Пуассона для пьезокерамики.

Исходя из этого, компоненты вектора напряжений для актуатора будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \sigma_1^p &= E_p \cdot (\varepsilon_1 + \nu_p \cdot \varepsilon_2 - (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p); \\ \sigma_2^p &= E_p \cdot (\varepsilon_2 + \nu_p \cdot \varepsilon_1 - (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p). \end{aligned} \quad (6)$$

Из равенств для изгибающих моментов в месте сопряжения пьезоэлемента и пластины, представленных ниже, можно определить неизвестные кривизны C_1 и C_2 .

$$\begin{aligned} & \int_{-h/2-h_p}^{-h/2} E_p \cdot (\varepsilon_1 + \nu_p \cdot \varepsilon_2 + (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p) \cdot x_3 \cdot dx_3 + \int_{-h/2}^{h/2} (E_1 \cdot \varepsilon_1 + E' \cdot \varepsilon_2) \cdot x_3 \cdot dx_3 + \\ & + \int_{h/2}^{h_p} E_p \cdot (\varepsilon_1 + \nu_p \cdot \varepsilon_2 - (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p) \cdot x_3 \cdot dx_3 = 0; \\ & \int_{-h/2-h_p}^{-h/2} E_p \cdot (\varepsilon_2 + \nu_p \cdot \varepsilon_1 + (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p) \cdot x_3 \cdot dx_3 + \int_{-h/2}^{h/2} (E_2 \cdot \varepsilon_2 + E' \cdot \varepsilon_1) \cdot x_3 \cdot dx_3 + \\ & + \int_{h/2}^{h_p} E_p \cdot (\varepsilon_2 + \nu_p \cdot \varepsilon_1 - (1+\nu_p) \cdot \varepsilon_p) \cdot x_3 \cdot dx_3 = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

После этого возможно вычисление изгибающих моментов, возникающих вследствие пьезоэлектрического воздействия, которые будут зависеть от электрического напря-

жения, приложенного к пьезоактуатору. Например, воспользовавшись известными зависимостями для изгибающих моментов в случае ортотропной пластинки [6]:

$$\begin{aligned} M_1 &= -D_1 \cdot (C_1 + \nu_1 \cdot C_2) \\ M_2 &= -D_2 \cdot (C_2 + \nu_2 \cdot C_1). \end{aligned} \quad (8)$$

Некоторые авторы [5] предлагают делать допущение о том, что жесткость пластины значительно выше жесткости актуатора. Учитывая это положение, корректным будет вектор деформации пьезоэлемента принять равным нулю $\epsilon = 0$. И тогда уравнения состояния, где в качестве независимых переменных выступают σ и E , можно записать в следующем виде:

$$\sigma = -d^T \cdot E \cdot [S]^{-1} = -d_T \cdot E_{el} \cdot C. \quad (9)$$

Расписав последнее уравнение (9), получим:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1^p \\ \sigma_2^p \\ \tau_{12}^p \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{U_{ax}}{h_p} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{E_p}{1-\nu_p^2} & \frac{E_p \cdot \nu_p}{1-\nu_p^2} & 0 \\ \frac{E_p \cdot \nu_p}{1-\nu_p^2} & \frac{E_p}{1-\nu_p^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E_p}{2 \cdot (1+\nu_p)} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Как видим, напряжения постоянны по всей поверхности пьезоэлемента и одинаковы в направлениях осей x_1 и x_2 :

$$\sigma^p = \sigma_1^p = \sigma_2^p = \frac{E_p \cdot d_{31} \cdot U_{ax}}{(1-\nu_p) \cdot h_p}. \quad (11)$$

На основе полученного выражения для напряжений можем записать формулу для определения моментов создаваемых пьезокерамическим актуатором на рассматриваемой модели:

$$M = M_1 = M_2 = \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}+h_p} \sigma^p \cdot x_3 dx_3. \quad (12)$$

Численные исследования

Оценка достоверности представленных ранее вариантов замены пьезоэлектрического воздействия механическими моментами осуществлялась путем численного исследования конечно-элементной модели прямоугольной ортотропной пластины с закрепленным на ней пьезоэлементом. Изучались три варианта закрепления пластины: жесткая заделка по короткому краю, заделка по длинному краю, и заделка по всем сторонам пластины.

Первоначально пьезоэлемент нагружался электрическим напряжением (*Piezo*). После чего пьезоэлектрическое воздействие заменялось механическими моментами, и проводилось сравнение полученных результатов. Значения моментов вычислялись в соответствии с тремя представленными ранее способам (выражения (1) – (A), (8) – (B) и (12) – (B)).

Исследование осуществлялось в диапазонах первых трех собственных частот (с.ч.) конструкции.

Результаты исследований прямоугольной ортотропной пластины представлены на рис. 1.

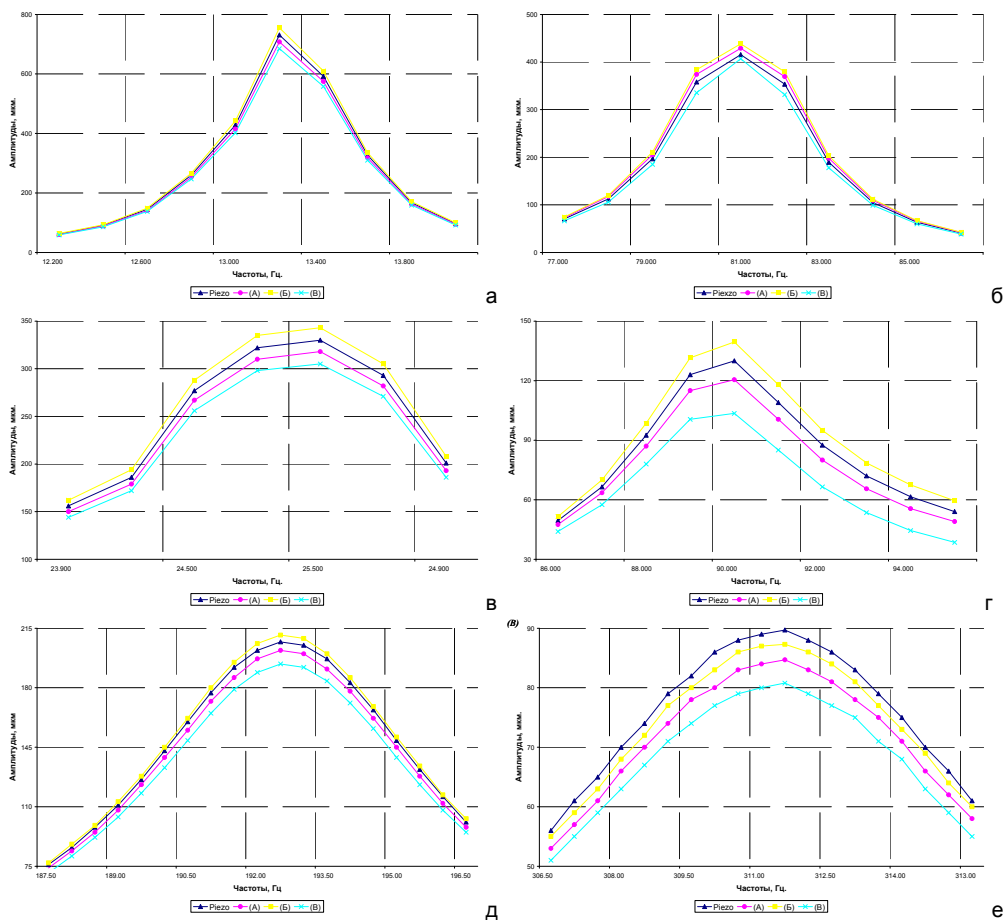


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины: а, б заделка по короткому краю, диапазон первой с.ч. и третьей с.ч. соответственно; в, г заделка по длинному краю, диапазон первой с.ч. и третьей с.ч. соответственно; д, е заделка по всем сторонам, диапазон первой с.ч. и второй с.ч. соответственно

Максимальная относительная разница между результатами пьезоэлектрического воздействия и первого варианта его моделирования (А), для пластины заземленной по короткому краю, на первой частоте составляет 4,6%, на третьей 5,4%. Для способа заземления пластины по длинному краю отличия результатов на первой частоте составляют 5%, на третьей 3,17%. И для случая заделки пластины по всем ее сторонам на первой частоте составляют 4,5%, на второй 8,5%.

При рассмотрении варианта замены (В), для пластины заземленной по короткому краю, максимальные отличия на первой частоте составляют 6,2% на третьей 6,3%. Для случая заделки пластины по длинной стороне отличия составляют на первой частоте 8,5% на третьей 8,7%. И для варианта заделки пластины по всем ее сторонам максимальная разница составляет на первой частоте 3,97% на второй 5,2%.

При сравнении результатов пьезоэлектрического нагружения с третьим вариантом его моделирования механическими изгибающими моментами (В), для случая пластины заземленной по короткому краю, отличия на первой частоте составляют 5,7% на третьей 7,99%. Для варианта заземления пластины по длинной стороне максимальная разница

составляет на первой частоте 2,7% и на третьей 10,6%. И для варианта защемления пластины по всем ее сторонам разница составляет 9% на первой частоте и 13,6% на второй.

Выводы

Замену пьезоэлектрического воздействия изгибающими моментами для двумерных систем, характеризующихся ортотропными механическими свойствами, на основании полученных результатов, можно считать справедливой при работе на низких частотах. Так для вариантов замены (А) и (Б) максимальная относительная разница для всех изучаемых ситуаций является практически равнозначной и составляет порядка 8,5% – 8,7%. Для варианта замены (В) наблюдается хорошее совпадение результатов на первых собственных частотах (2,7% – 9%), но на следующих видим уже более весомые отличия (7,9% – 13,6%). Это может свидетельствовать о не равнозначности результатов в зависимости от рассматриваемой собственной частоты. И о необходимости проведения проверки более широкого спектра частот для случая замены (В).

Литература

1. *Клитной В.В., Львов Г.И.* Исследование напряженно деформируемого состояния тонких пластин в физической схеме активного гашения вибраций при помощи пьезоэлектриков.- Харьков: Вестник НТУ «ХПИ», 2004.– С. 103-110.
2. *Михеев С.И., Горбач В.Ф., Клитной В.В., Тарасов Ю.М.* Теоретические и экспериментальные исследования композитных пластин с пьезоэлектрическими актуаторами.- М.: Издательство «Знание», 2006.– С. 178-184.
3. *Fuller C.R., Elliot S.J., Nelson P.A.* Active control of vibration. Academic Press 1996. – 326.
4. *Dimitriadis E.K., Fuller G.R., Rogers C.A.* Piezoelectric actuators for distributed vibration excitation of thin plate. Journal of Vibration and Acoustics. 113, 1991. – 100-107.
5. *Herold S.* Simulation des dynamischen und acustischen verhaltens aktiver systeme im zeitbereich. Darmstadt 2003. – 160.
6. *Лехницкий С.Г.* Анизотропные пластинки.- М.: Государственное Издательство технико-теоретической литературы, 1957. – 463 с.

УДК 621.65:622.694.64

Косенко-Белинский Ю.А.

МЕМБРАННО-ПОРШНЕВОЙ НАСОС ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ АБРАЗИВНЫХ ГИДРОСМЕСЕЙ

Предложена оригинальная схема мембранно-поршневого пульпового насоса, расчетно-конструкторские проработки которой подтвердили возможность создания машин с повышенной энергоемкостью и долговечностью цилиндропоршневых пар. Даны рекомендации по выбору числа цилиндров и отношений геометрических размеров основных звеньев приводного механизма для минимизации коэффициентов неравномерности подачи и давления. Рис.5. Ист.4.

Одной из главных задач, которые необходимо решить для развития на Украине гидротранспорта твердых полезных ископаемых, особенно угля, а также глубокого разведочного и эксплуатационного бурения на нефть и газ, является создание отечественных специализированных насосов, принадлежащих к наиболее ответственному, сложному и дорогому технологическому оборудованию, от надежности, эффективности и характеристик которого зависят технико-экономические показатели процессов перекачивания абразивных сред и проходки скважин.

Проведенный анализ основных применяемых в мире конструктивных схем поршневых пульповых насосов [1, 2] показал, что создание на их базе новых машин, особенно с увеличенной единичной мощностью до 2000кВт, что требуется практикой, бесперспек-

тивно. Они имеют чрезмерно большие весовые и габаритные характеристики, а также не удовлетворяют запросы эксплуатационников по таким важным показателям, как долговечность, ремонтпригодность, расход и стоимость запчастей и т.д.

Из представленного на рис.1 продольного разреза традиционной конструкции трехцилиндрового пульпового насоса очевидно, что его приводная часть, находящаяся слева, занимает основную долю габаритов и соответственно массы машины. Наличие ползуна существенно увеличивает габариты насоса, особенно продольные. Непосредственный контакт поршней и гильз с перекачиваемой абразивной средой резко снижает их долговечность.

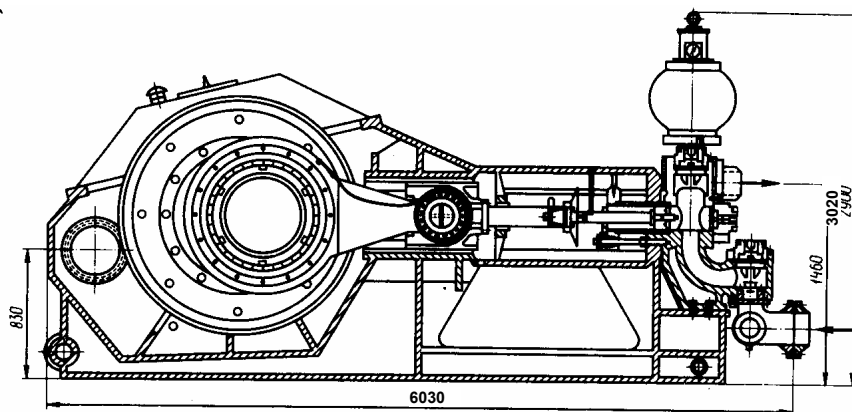


Рис.1. Трехцилиндровый пульповый насос с цилиндрами простого действия ($p_n=10$ МПа, $Q=250$ м³/час).

Целью настоящей работы является снижение указанных недостатков путем синтеза и исследования новой конструктивной схемы пульпового насоса, применение которой позволит создать отечественные конкурентоспособные гидравлические машины требуемого назначения.

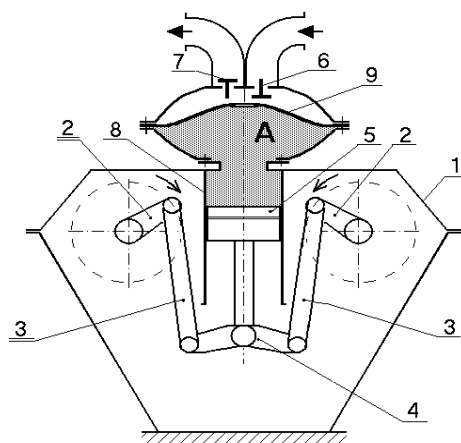


Рис. 2. Полуконструктивная схема бесползунного мембранно-поршневого насоса, где: 1 – корпус насоса, 2 – кривошипные валы, 3 – шатуны, 4 - коромысло, 5 – поршень, 6 и 7 - всасывающий и нагнетательный клапаны, 8 – цилиндр насоса, 9 - мембрана.

Предлагаемая схема бесползунного мембранно-поршневого насоса [3] представлена на рис.2. Механизм данного насоса включает два параллельных кривошипных вала 2, симметрично расположенных относительно оси цилиндра 8 и связанных между собой таким образом, что они вращаются с той же угловой скоростью, но в противоположных направлениях. Каждый кривошип сочленен шатуном с коромыслом 4, которое с помощью шарнира соединено с поршнем насоса 5 посредством штока. Между поршнем и клапанами 6 и 7 установлена эластичная мембрана 9, а полость А заполнена минеральным маслом. При этом цилиндро-поршневая группа не подвержена абразивному износу пульпой, а ресурс работы мембраны составляет до 8 тыс. часов [4], в десятки раз превышающая ресурс поршня и гильзы при их работе на абразивной среде.

Такая конструктивная схема позволяет исключить нормальные усилия на поршне, которые уравниваются на коромысле, и избавиться от ненужного ползуна, а следовательно уменьшить габариты и массу насоса. Этому же способствует расположение цилиндра-поршневой пары внутри приводной части.

Так как привод каждого поршня насоса состоит из двух одинаковых, зеркально расположенных механизмов, то его кинематику можно описать, рассмотрев принципиальную схему одной из половин его приводных частей, рис. 3.

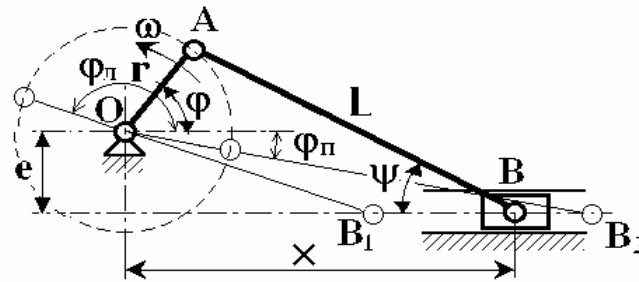


Рис. 3. Кинематическая схема приводного механизма

В связи с наличием эксцентриситета e (рис.3), с ростом которого увеличивается ход поршня и становится больше $2r$, углы всасывания и нагнетания будут отличаться друг от друга, т.е. не равны 180° , а их определение не вызывает затруднений:

$$\varphi_H = \varphi_L - \varphi_{\Pi} = 180^\circ - \arcsin \frac{e}{l-r} + \arcsin \frac{e}{l+r} \quad (1)$$

$$\varphi_B = 360 - \varphi_H = 180^\circ + \arcsin \frac{e}{l-r} - \arcsin \frac{e}{l+r} \quad (2)$$

Были получены выражения для всех кинематических параметров поршня с таким приводным механизмом, в частности его скорости, определяющей мгновенную подачу одного цилиндра:

$$V_t = -r\omega \left[\sin \varphi + \frac{e + r \sin \varphi}{\sqrt{l^2 - (e + r \sin \varphi)^2}} \cos \varphi \right] \quad (3)$$

Для механизма с эксцентриситетом $e=0$ и бесконечной длиной шатуна, т.е. при соотношении $e/r=0$, $r/l=0$, как видно из уравнения (3), скорость поршня описывается синусоидой (ускорение соответственно косинусоидой, т.е. моногармоническая кинематика).

При отличных от нуля геометрических соотношениях e/r и r/l механизма кривая скорости поршня деформируются, что может отрицательно влиять на пульсацию жидкости в трубопроводах насоса.

Для подтверждения этого на рис.4 и рис.5 показаны графические зависимости относительной геометрической подачи \bar{Q}_t для каждого из поршней и обоих пятицилиндровых насосов (верхние графики – нагнетание, нижние – всасывание) при различных e/r и r/l . Суммарная относительная подача насосов отличается не только по амплитуде колебаний, но и по частоте (во втором случае – в 2 раза больше). Величины коэффициентов неравномерности подачи Δ и давления δ на входе и выходе насосов во втором варианте соответственно одинаковы для всасывающего и нагнетательного трубопроводов и в несколько раз меньше, чем в первом ($\bar{\Delta}_g = 3,22$; $\bar{\Delta}_n = 4,05$; $\bar{\delta}_g = 3,17$; $\bar{\delta}_n = 3,99$), где они недопустимо большие (для нагнетательного трубопровода $\Delta_n=24,07\%$; $\delta_n=47,01\%$). Т.е. выбор геометрических размеров звеньев привода должен проводиться с должным вниманием.

С целью изучения кинематических параметров поршня и жидкости в трубопроводах насоса была разработана программа, позволяющая производить не только подобные графические построения, но и выполнять необходимые расчеты по их обработке при любом количестве поршней z и разных геометрических соотношениях элементов привода e/r и r/l . Пульсация жидкости на входе и выходе из насоса оценивалась коэффициентами неравномерности подачи Δ и давления δ , которые определялись соответственно по зависимостям:

$$\Delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}}; \quad \delta = \frac{Q_{\max}^2 - Q_{\min}^2}{Q_{cp}^2} \quad (4)$$

Выражение для коэффициента неравномерности давления δ получено при допущении, что на входе и выходе насос работает на дроссель, что имеет место на экспериментальных установках.

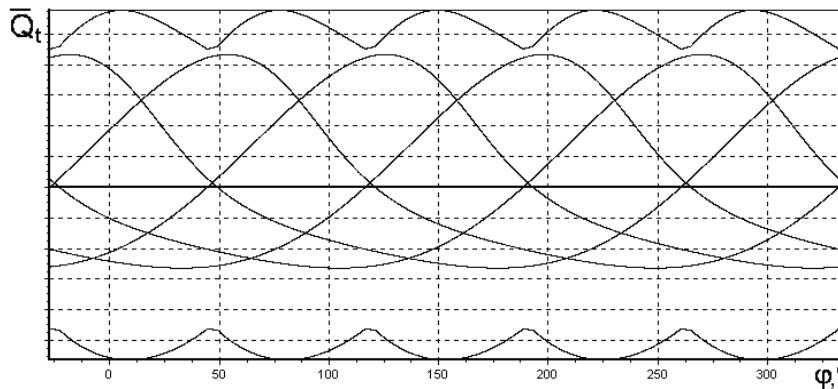


Рис.4. Изменение относительной подачи насоса при $z=5$, $e/r=2$ и $r/l=0,3$.

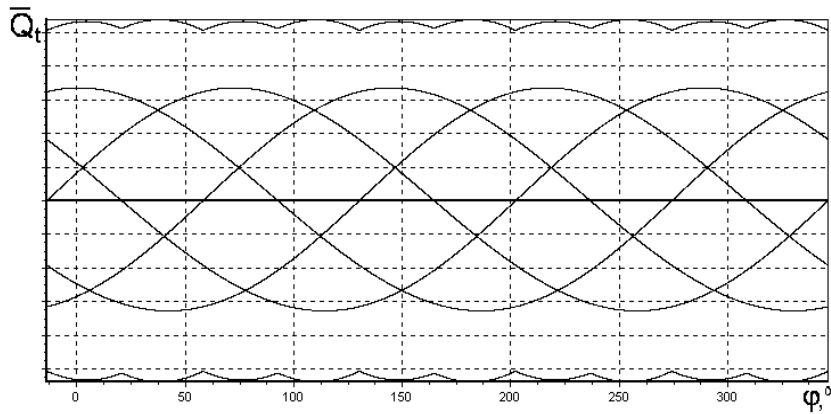


Рис.5. Изменение относительной подачи насоса при $z=5$, $e/r=3$ и $r/l = 0,05$

Отдельно проводились аналогичные исследования для насосов с шестью цилиндрами и ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов. В этом случае кривошипы разбиваются на 2 группы по 3 кривошипа с равным угловым шагом между ними $\alpha = 120^\circ$, но группы сдвигаются на определенный угол $\beta < 60^\circ$. Оптимальные по Δ и δ значения углов сдвига кривошипов для каждого сочетания e/r и r/l находились отдельно.

Анализ полученных данных позволил сделать следующие выводы.

1. Для насосов с отношением ($r/l \rightarrow 0$) при разных e/r углы всасывания и нагнетания всегда равны половине оборота вала - 180° , ход поршня $S=2r$, а коэффициенты неравномерности подачи Δ и давления δ одинаковы во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, отличаясь по величине только при разных z , кроме насосов с 3-я и 6-ю поршнями, с 5-ю и 10-ю, где они соответственно равны.

2. При e/r и r/l , отличных от нуля, продолжительность углов всасывания и нагнетания, а соответственно законы изменения кинематики жидкости в трубопроводах и максимальные величины ускорений и сил инерции движущихся возвратно-поступательно масс и жидкости, зависят также и от направления вращения кривошипных валов.

3. Существенные увеличения хода поршней, намного превышающие удвоенный радиус кривошипа, достигаются при больших значениях e/r и r/l , близких к "вырождению" механизмов (при значениях $e/(l-r) \geq 1$) для всех z . Однако при этом резко увеличивается разница между углами всасывания и нагнетания, недопустимо возрастают коэффициенты неравномерности подачи и давления и соответственно нагрузки на элементы привода.

4. В отличие от центральных кривошипно-шатунных механизмов ($e=0$), у которых для насосов с четными z коэффициенты Δ и δ всегда хуже, чем с ближайшими нечетными, в предлагаемой схеме насоса при $z=4$ можно получить значения этих параметров заметно лучше, чем при $z=3$ и вполне реальных значениях $e/r=2$ и $r/l=0,2$. То же самое можно отметить и для насосов с $z=6$ при тех же значениях e/r и r/l .

5. Для шестицилиндровой машины со ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов коэффициенты неравномерности подачи и давления при малых r/l и e/r могут быть намного меньше, чем у шестицилиндрового насоса с равным угловым шагом кривошипов, и даже лучше, чем у пятицилиндровой машины.

6. При проектировании пульповых насосов следует отдавать предпочтение машинам с нечетным числом $z \geq 3$ цилиндров или четным числом цилиндров $z=6$, но со ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов, и значениях $e/r \leq 1,5$ и $r/l \leq 0,05$. По-

следнее технически реализуемо при сравнительно небольших геометрических размерах шатуна и его оригинальном сочленении с коромыслом, предложенным автором.

Расчетно-конструкторские проработки двух трехцилиндровых пульповых насосов ($Q = 250 \text{ м}^3/\text{час}$ и $p = 10 \text{ МПа}$), выполненных по традиционной (триплекс), рис.1, и предложенной, рис.6, схемам, показали, что во втором случае масса машины на 11,3 т легче при меньших габаритах, лучшей ремонтпригодности, большей долговечности цилиндров и поршней и существенно меньших коэффициентах неравномерности подачи и давления в трубопроводах.

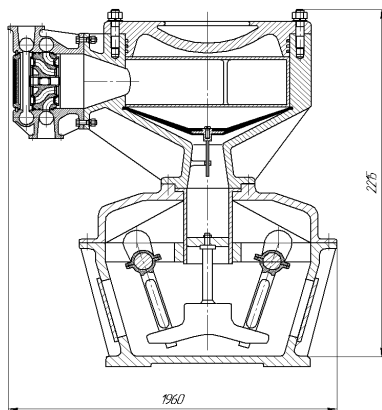


Рис. 6. Эскизный вариант предлагаемой конструкции мембранно-поршневого насоса с кольцевыми клапанами ($Q = 250 \text{ м}^3/\text{час}$ и $p = 10 \text{ МПа}$)

Применение кольцевых клапанов позволяет в 2 раза уменьшить количество клапанных крышек и сделать нагрузку на оставшиеся более благоприятной – колебательной с высокой частотой, постоянным знаком и малой амплитудой вместо знакопеременной с большой амплитудой колебаний и низкой частотой, как у насосов с тарельчатыми клапанами. Это намного упростило и удешевило крепление крышек и сделало возможным делать их установку и снятие в несколько раз быстрее, чем у насосов с традиционными клапанами. Одновременно упростилась установка седел клапанов в корпус гидрокоробки, что позволило устранить его разрушение в связи с фреттинг-процессом.

Кроме того, расположение клапанного блока сбоку от мембранного позволяет осуществлять демонтаж, осмотр и замену вышедших из строя элементов любого из них без демонтажа другого.

К изложенному выше следует добавить, что на кафедре гидрогазодинамики ВНУ им. В.Даля разработано математическое и программное обеспечение, позволяющее рассчитывать рабочий процесс и его показатели для поршневых насосов с разными числом поршней, их кинематикой и физическими свойствами перекачиваемых сред. Это дает возможность во многом осуществлять доводку машин на стадии проектирования, существенно сокращая и удешевляя процесс постановки насосов на производство.

Л и т е р а т у р а

1. Объемные насосы для перекачивания высококонцентрированных гидросмесей. // Обзорная информ. Сер. Насосостроение. - М.: ЦИНТИХимНефтеМаш. -1987. 48 с.
2. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение. – 1987.– 256 с.
3. Поршнева машина. Косенко-Белінський Ю.А. Патент України №21029 від 15.02.07; бюл.№2, 2007.
4. WIRTH. Симпозиум «Насосы для транспортирования твердых материалов». – М.: WIRTH – ВНИИПИГидротрубопровод. – 1988, 123с.

Леонов В.В.**ДИСКОВЫЕ ГАСИТЕЛИ ИНЕРЦИОННОГО НАПОРА
В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ГИДРОПРИВОДА**

Рассмотрены типовые технологические схемы судового гидропривода и показаны недостатки, проявляющиеся при его работе из-за наличия пусковых скачков давления. Предложено новое решение по использованию в судовой системе гидропривода поворотных гидродинамических обтекателей. Исследованные дисковые гасители энергии потока, в зависимости от условий их обтекания, могут стабилизировать работу всей системы в целом. Дано описание выполненных результатов экспериментальных исследований.

В настоящее время проблема качественного управления основными гидромеханическими (инерционными) характеристиками движущегося потока является очень актуальной во многих случаях технических приложений. Особенно сильно данная проблема проявляется в случае эксплуатации водного транспорта. Используемые в настоящее время на современных судах системы гидропривода в большинстве технологических операций при стоянке судна, а также при проведении погрузочно-разгрузочных или швартовочных работ являются очень чувствительными к возникающим в них динамическим нагрузкам. При этом следует отметить, что, в случае эксплуатации технологически замкнутых систем гидропривода очень важным является вопрос регулирования инерционными параметрами потоков рабочей жидкости. В большинстве случаев при выполнении на судне технологических операций возникает необходимость мгновенной остановки рабочей жидкости в системе нагнетательных трубопроводов гидропривода.

В качестве характерного примера можно рассмотреть работу судового грузового устройства. Во время его эксплуатации очень часто возникает необходимость остановки работающих в единой схеме основной рабочей и/или вспомогательной стрелы. Остановка должна осуществляться в четко зафиксированных положениях стрелы. Следует отметить, что проявляющаяся в этом случае инерционность используемой рабочей жидкости гидропривода, а также сложность механической части его тормозного устройства не позволяет добиться пространственно фиксированных положений, которые при этом являются технологически необходимыми. В результате данного недостатка грузовая стрела очень часто осуществляет колебательные движения, около требуемого положения, что вызывает осложнения в работе оператора и обслуживающего персонала трюмов или других грузовых помещений (автопалуба, рефрижераторные отсеки и т.д.). Рассматриваемый недостаток является причиной более раннего износа механических частей и существенно влияет на командно-контроллерную аппаратуру управления грузового устройства. На современных судах проблемы пространственной фиксации грузовой стрелы дополнительно могут оказывать влияние на коммутационные процессы в используемых схемах электронного управления.

Подобные технические проблемы очень часто имеют место в случае использования гидропривода в швартовых устройствах, где необходимо регулировать плавность работы шпиля или брашпиля. Частично они могут присутствовать в шлюп-балках аварийно-спасательного оборудования, а также в системах люковых закрытий трюмов или при работе подъемно-транспортного оборудования специализированных судов (РО-РО, паромы и т.п.). Указанные технические устройства должны обеспечивать устойчивую работу в сложных условиях плавания судна при высоких динамических нагрузках, например при проведении грузовых операций в открытом море. Сложные условия работы также могут возникать при выполнении различных гидротехнических работ в случае сложной навигационной обстановки или неблагоприятных погодных условий. Примером подобных ситуаций могут являться производственные задачи, связанные с монтажом или эксплуатацией морских нефте- или газодобывающих терминалов, где суда играют

неотъемлемую часть всего технологического комплекса и участвуют во всех выполняемых рабочих операциях.

Аналогичным образом на пусковых нагрузках существенный дисбаланс, который проявляется в работе гидропривода, возникает от наличия в системе рабочих линий волн инерционного напора. В этом случае начальная энергия, которая передается рабочей жидкостью гидропривода, всегда превышает необходимую эксплуатационную величину. Затухание инерционных волн давления должно происходить мгновенно, что на практике выполняется очень редко, поскольку данный процесс является периодическим с ниспадающей во времени амплитудой колебаний.

В ходе проведения исследований были детально рассмотрены и обобщены технологические схемы следующих типов судового гидропривода:

- PU-T 5/10,7 F (Project M050C). Область использования - грузовые механизмы серийных теплоходов Украинского Дунайского пароходства;

- гидропривод механических узлов редукторов фирмы Valmet. Область использования - гидравлическая система, отвечающая за выполнение операций по развороту лопастей винта регулируемого шага, являющегося основным двигателем судна.

Если рассматривать первую схему, то с гидромеханической точки зрения наибольшие проблемы в случае гашения инерционного напора рабочей жидкостью гидропривода могут возникать в той части схемы, которая относится к механизму подъема. Это связано с тем, что в зависимости от тоннажа груза, который поднимается или опускается подъемным механизмом системы, должна изменяться частота вращения используемого гидромотора. При торможении или при пусковой нагрузке в рабочей жидкости гидропривода в первые секунды срабатывания клапана микрорегулирования возникают волны инерционного напора, приводящие к негативным пульсациям оттормаживающего давления в системе и как следствие к возникновению автоколебаний подъемного механизма. Также в этом случае имеет место дополнительный износ механических узлов и составляющих. Возникающие пульсации пускового давления аналогичным образом приводят к негативным явлениям при эксплуатации гидроцилиндров, т.к. при подходе волн инерционного давления поршень гидроцилиндра может сместиться или пройти технологически необходимое фиксированное положение.

Главным недостатком второй типовой схемы судового гидропривода является тот факт, что при ее работе пусковые нагрузки сервопоса оказывают влияние на нежелательное поведение рабочей жидкости во всей системе. За счет возникающего избыточного напора всегда существует инерционность в перемещении поршня внутри рабочей камеры гидроцилиндра, регулирующего шаг лопастей двигателя. В тех случаях, когда требуется его мгновенная остановка, поршень всегда проходит необходимое фиксированное положение. Такое несоблюдение текущей рабочей позиции поршня вызывает дополнительный разворот лопастей на винте регулируемого шага, что в конечном итоге приводит к плохой маневренности судна или к падению качества управления судном (отсутствует или мгновенная отработка заданного положения разворота или мгновенная регулировка хода судна). Особенно остро эти недостатки проявляются на операциях швартовки, где слабая управляемость ходом судна является не допустимой или даже опасной.

Проведенный анализ существующих узлов регулировки избыточной энергии движущейся жидкости указывает на необходимость их совершенствования. Одним из вариантов подобного подхода может являться управление гидромеханическими характеристиками движущейся среды. В данном случае предусматривается установка дискового обтекателя внутри цилиндрической рабочей камеры гидропривода. При таком техническом решении характер взаимодействия диска с движущимся потоком будет всегда напрямую определяться исключительно условиями его обтекания.

Применительно к рассматриваемой задаче наиболее подходящими являются теоретические исследования, приведенные в работе [1]. В данной работе решена простран-

ственная задача об обтекании в цилиндрической трубе тела дисковой формы. В ходе решения получен большой ряд данных, описывающих нестационарные поля течений вблизи моделируемого обтекателя. В этой же работе показано, что перед лобовой поверхностью диска возникает сложная вихревая область. В данной области потока и в ближнем следе позади дискового обтекателя теряется значительная часть энергии движущейся жидкости, что с технической точки зрения позволяет рассматривать обтекатель, как обычное местное сопротивление. При использовании этого эффекта дисковый обтекатель, установленный на линии высокого давления гидропривода может осуществлять дросселирование потока. В конечном итоге использование поворотного обтекателя может привести к качественному решению задачи по отбору у потока избыточного инерционного напора. С целью проверки данной гипотезы был выполнен ряд исследований.

Поскольку при эксплуатации судового гидропривода всегда имеет место автономный режим движения жидкости [2] в ходе экспериментальных работ в качестве рабочей среды использовались капельные жидкости и воздух. Методика их проведения была разработана отдельно для аэродинамического и гидродинамического стендов. В ходе экспериментов было выполнено следующее:

- установлено, каким образом распределяется давление на поверхности дискового обтекателя при его взаимодействии с ограниченным потоком;
- изучено влияние пространственного расположения дискового обтекателя (его угла поворота) на характер получаемого вблизи его поверхности поля течения;
- получены зависимости основных гидродинамических характеристик дискового гасителя энергии от кинематических характеристик движущегося потока;
- получены и систематизированы данные по визуализации движения ограниченного потока вблизи дискового гасителя энергии с описанием возникающих отрывных и застойных зон;
- установлены кинематические диапазоны характерных режимов обтекания дискового гасителя энергии.

С учетом анализа результатов проведенных экспериментов и систематизации полученного материала была произведена оценка возможности последующего использования дисковых обтекателей в качестве основных гасителей инерционного напора рабочей жидкости в судовых системах гидропривода.

При обтекании любого тела за его тыльной поверхностью всегда возникает ближний след. В работах [1, 3] отмечается, что течение в этой части потока всегда является турбулентным, поскольку получающиеся профили скорости имеют точку перегиба, т.е. являются особенно неустойчивыми. Данное обстоятельство в случае проведения целого ряда экспериментов было подтверждено не во всей области ближнего следа. Турбулизация движущейся жидкости имела место на внешнем контуре ближнего следа, а в его основной части наблюдались равномерные, практически прямолинейные профили скорости. Этот результат был также подтвержден выполненными численными экспериментами.

Факт возникновения равномерной эпюры скорости можно объяснить тем, что в области миделевого сечения обтекаемого диска в направлении, перпендикулярном оси трубы изменение величины давления потока практически не наблюдается. Постоянство давления по произвольно взятому поперечному сечению ближнего следа объясняет стремление к нулевому значению величины скорости рециркуляционного движения в ближнем следе, а следовательно, возможность существования постоянных локальных значений скорости жидкости в тыльной области миделевого сечения тела и далее, вниз по потоку. При этом градиент давления в направлении движения потока всегда остается плавным и подчиняется экспоненциальному закону. Следует отметить, что течение за линией отрыва потока оказывает существенное влияние на распределение полей скорости или давления в направлении, которое противоположно основному движению рассматриваемого потока.

Достаточно важным гидромеханическим параметром, характеризующим взаимодействие ограниченного потока с диском, является распределение давления по поверхности обтекателя. Его локальные значения были измерены в 89 точках, расстановка которых производилась по принципу разбивки фронтальной поверхности диска на равно-великие площади. Каждая точка соответствовала центру такой площадки. За счет подобной расстановки точек, воспринимающих давление потока их сгущение наблюдалось вблизи боковых коромок диска. При проведении экспериментов степень перекрытия потока, т.е. отношение поперечной площади диска к поперечной площади трубопровода была величиной переменной.

На рисунках 1-2 показана экспериментальная зависимость коэффициента местных потерь диска в зависимости от роста скорости рабочего потока. На представленных графиках хорошо видно, что начиная с числа Рейнольдса, равного $Re=7000$ данный параметр попадает в зону автомодельности. Получаемые численные значения намного превосходят аналогичную величину для известных типов шиберных заслонок.

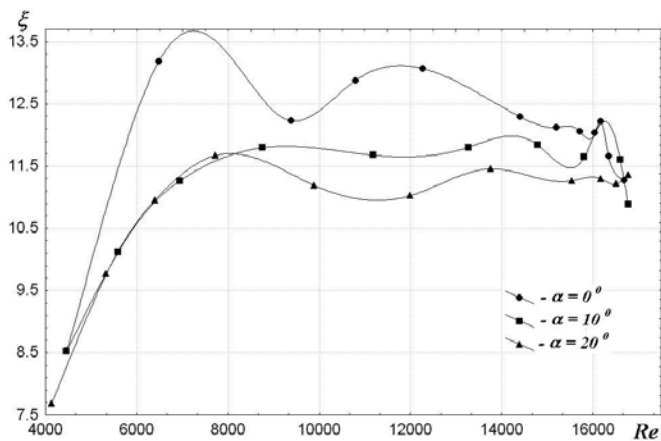


Рис. 1. Зависимость коэффициента местных потерь ξ от числа Рейнольдса потока для тела в виде диска

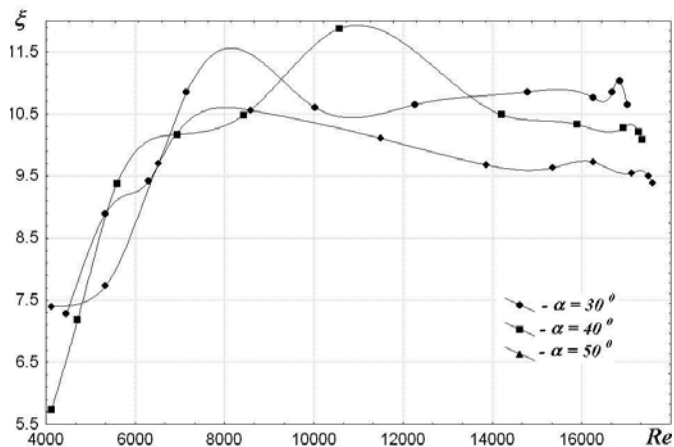


Рис. 2. Зависимость коэффициента местных потерь ξ от числа Рейнольдса потока для тела в виде диска

В ходе проведения экспериментов осуществлялось измерение длины участка стабилизации потока. Данный параметр напрямую зависел от числа Рейнольдса потока ос-

таваясь для каждого конкретного угла поворота диска величиной постоянной. Для работы обтекателя в области автомодельности в среднем значения длины участка стабилизации потока находились в диапазоне от 19 до 32 диаметров диска.

Л и т е р а т у р а

1. Малахов А.В. Гидромеханика ограниченных потоков. - Одесса: Астропринт, 1999. - 205 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. - М.: Изд-во Машиностроение, 1982. - 423 с.
3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя: Пер. с нем. - М.: Наука, 1974. - 711 с.

УДК 621.22

Лурье З.Я., Цента Е.Н.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УЗЛА «ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ – ГИДРОЦИЛИНДР» ГИДРОАГРЕГАТА НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА

В статье приведена математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» как модуль математической модели гидроагрегата навесного оборудования трактора. Рис.1. Ист.6.

Введение

В настоящее время различные операции обработки земли, такие как вспашка, боронование и др., выполняются на тракторах, оснащенных гидроагрегатом (ГА) управления навесным оборудованием (НО). В состав этих ГА входят: электрогидравлические преобразователи (ЭГП), гидрораспределитель (ГР), исполнительные органы гидроцилиндры (ГЦ); измерительные преобразователи индуктивного типа перемещения навесного оборудования и усилия со стороны почвы; микропроцессорное устройство управления. Среди подобных ГА следует отметить ГА фирмы «Bosch» (ФРГ) [1], «Danfoss» (Дания), ИМИНМАШ НАНБ (Беларусь) и проектируемый отечественный ГА.

Аналитический обзор выполненных работ показал, что вопросам динамики, а следовательно, математическим моделям ГА и конкретно узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» уделено недостаточное внимание. При этом следует отметить, что динамика ГА при отработке управляющих и возмущающих воздействий имеет важное практическое значение и ее исследование и определение показателей качества представляет важную научную задачу.

Настоящая статья посвящена разработке математической модели узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора, разрабатываемого ОАО «ХТЗ» совместно с НИИГ гидроприводом и НИП «Хартрон - экспресс».

Математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр»

При составлении математических моделей элементов и ГА в целом приняты допущения:

- расстояния между элементами невелики, что позволяет не учитывать волновые процессы в трубопроводах [2];
- не учитывается радиальный зазор между корпусом и золотником гидрораспределителя (ГР);
- температура, плотность, коэффициент расхода и коэффициент динамической вязкости – постоянные, равные средним значениям [3];

– влияние пульсации подачи насоса (Н) (она составляет 1–3%) на неравномерность скорости перемещения штока ГЦ в установившихся и переходных процессах не учитывается.

Схема ГР с подключенным ГЦ изображена на рис. 1. Золотник содержит три пояска, которые в ступице образуют четыре дросселирующие щели $A_1 - A_4$.

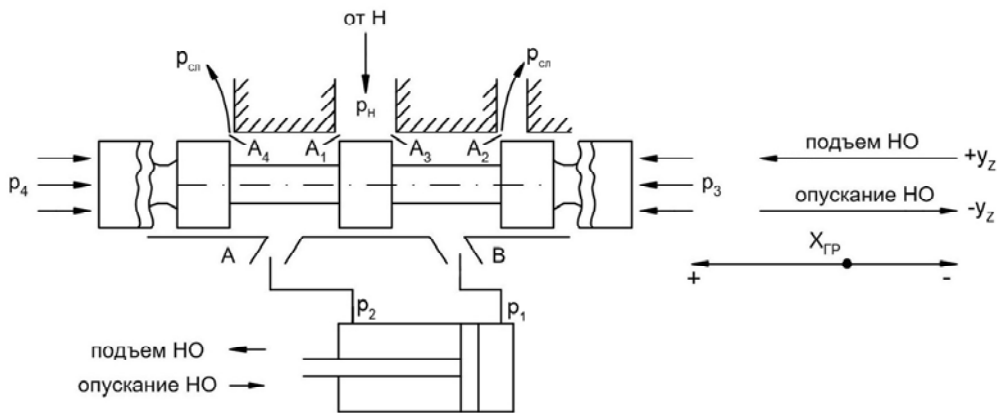


Рис. 1. Схема дросселирующих щелей подачи давлений p_3 и p_4 на торцы ГР и подключения ГЦ:

$A_1 - A_4$ – площади дросселирующих щелей золотника ГР;
 $p_1 - p_4$ – давления рабочей жидкости в соответствующих точках схемы;
 p_n – давление на выходе насоса; $p_{сл}$ – давление в сливной магистрали;

Давления p_3 и p_4 формируются ЭГП, величины которых пропорциональны рассогласованию в ГА.

При подаче давлений p_3 и p_4 на торцы золотника ГР он смещается влево или вправо от нейтрального положения, открывая соответствующие дросселирующие щели для подачи рабочей жидкости (РЖ) в поршневую или штоковую полости ГЦ, создавая усилие на его поршне. При этом выполняется команда на подъем или опускание НО, вызванная появлением разности между задающим воздействием и значениями обратных связей по положению НО или по усилию или по комбинации положения и усилия.

Расходы РЖ, поступающей от ГР в ГЦ по нагнетательной магистрали и от ГЦ в ГР в сливную магистраль, определяются уравнениями:

при $p_3 > 0$ ($p_4 = 0$), $x_{ГР1} > 0$ (РЖ подается через ГР в поршневую полость ГЦ)

$$q_{ГР.П1} = \mu_{ГР} A_{щ} \text{sign}(p_n - p_1) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_1|}, \quad (1)$$

а сливается через ГР из штоковой (сливной) полости ГЦ с расходом

$$q_{ГР.Ш1} = \mu_{ГР} A_{щ} \text{sign}(p_2 - p_{сл}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_{сл}|}. \quad (2)$$

При $p_4 > 0$ ($p_3 = 0$) и $x_{ГР2} < 0$ нагнетательная магистраль через ГР соединяется со штоковой полостью ГЦ и расход определяется выражением

$$q_{ГР.Ш2} = \mu_{ГР} A_{щ} \operatorname{sign}(p_H - p_2) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_H - p_2|}, \quad (3)$$

а поршневая полость ГЦ через ГР становится сливной с расходом

$$q_{ГР.П2} = \mu_{ГР} A_{щ} \operatorname{sign}(p_1 - p_{Сл}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_{Сл}|}. \quad (4)$$

ГР имеет положительное перекрытие, поэтому уравнения, определяющие площадь щели при движении золотника от управляющего воздействия на электромагнит (ЭМ), имеют вид:

при подъеме НО:

$$A_3 = A_4 = \pi d_3 x_{ГР1}, \quad (5)$$

$$\text{где } x_{ГР1} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{ГР} \leq \Delta_{ГР}, \\ x_{ГР} - \Delta_{ГР} & \text{при } x_{ГР} > \Delta_{ГР}; \end{cases} \quad (6)$$

при опускании НО:

$$A_1 = A_2 = \pi d_3 |x_{ГР2}|, \quad (7)$$

$$\text{где } x_{ГР2} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{ГР} \geq -\Delta_{ГР}, \\ x_{ГР} - \Delta_{ГР} & \text{при } x_{ГР} < -\Delta_{ГР}. \end{cases} \quad (8)$$

Здесь d_3 – диаметр золотника; $\Delta_{ГР}$ — величина положительного перекрытия золотника ГР.

Движение золотника при подъеме НО определяется выражением

$$m_{ГР} \frac{d^2 x_{ГР}}{dt^2} = p_3 (A_3 - A_{ХВ}) - C_{ПР} x_{ГР} - F_{ТРО,ГР} \operatorname{sign} \dot{x}_{ГР} - \beta_{ГР} \dot{x}_{ГР} - F_{ГД,ГР1}, \quad (9)$$

$$\text{где } F_{ГД,ГР1} = 2\mu_{ГР}^2 \pi d_3 x_{ГР1} (p_H - p_1) \cos \theta. \quad (10)$$

Уравнение движения золотника при опускании НО имеет вид

$$m_{ГР} \frac{d^2 x_{ГР}}{dt^2} = -p_4 A_3 - C_{ПР} x_{ГР} - F_{ТРО,ГР} \operatorname{sign} \dot{x}_{ГР} - \beta_{ГР} \dot{x}_{ГР} + F_{ГД,ГР2}, \quad (11)$$

$$\text{где } F_{ГД,ГР2} = 2\mu_{ГР}^2 \pi d_3 x_{ГР2} (p_H - p_2) \cos \theta. \quad (12)$$

Здесь $m_{ГР}$ – масса подвижных частей золотника ГР; $A_{ХВ}$ – площадь хвостовика; $C_{ПР}$ – коэффициент жесткости центрирующей пружины ГР; $F_{ТРО,ГР}$ – модуль силы „сухого“ трения ГР; $\beta_{ГР}$ – коэффициент жидкостного трения ГР; $\dot{x}_{ГР}$ – скорость золотника ГР; $F_{ГД,ГР1}$, $F_{ГД,ГР2}$ – гидродинамическая сила; $\mu_{ГР}$ – коэффициент расхода РЖ в ГР; $\cos \theta$ – косинус угла между осью золотника и вектором скорости РЖ в ГР.

С другой стороны расходы в поршневой полости ГЦ находятся по уравнениям:

при $x_{ГР1} > 0$, $p_3 > 0$ ($p_4 = 0$)

$$q_{Ц,П1} = A_{П} \cdot \frac{dy_Z}{dt} + \frac{V_{0П} + A_{П} y_Z}{E_{Ж1}} \cdot \frac{dp_1}{dt}; \quad (13)$$

при $x_{ГР2} < 0$, $p_4 > 0$ ($p_3 = 0$)

$$q_{Ц,П2} = A_{П} \cdot \frac{dy_Z}{dt} - \frac{V_{0П} - A_{П} y_Z}{E_{Ж1}} \cdot \frac{dp_1}{dt}. \quad (14)$$

Расходы в штоковой полости ГЦ определяются следующими выражениями:

при $x_{ГР1} > 0$, $p_3 > 0$ ($p_4 = 0$) на сливе

$$q_{Ц,Ш1} = A_{Ш} \cdot \frac{dy_Z}{dt} - \frac{V_{0Ш} - A_{Ш} y_Z}{E_{Ж2}} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (15)$$

при $x_{ГР2} < 0$, $p_4 > 0$ ($p_3 = 0$) на нагнетании

$$q_{ц,ш2} = A_{ш} \cdot \frac{dy_z}{dt} + \frac{V_{0ш} + A_{ш} y_{zmax} - A_{ш} y_z}{E_{ж2}} \cdot \frac{dp_2}{dt}. \quad (16)$$

Здесь $A_{ц}$ – это обозначение площадей $A_1 — A_4$ в общем случае, ρ – плотность РЖ, $x_{ГР1}$, $x_{ГР2}$ – перемещения золотника ГР с учетом положительного перекрытия $\Delta_{ГР}$, $A_{П}$ – площадь поршневой полости ГЦ, $A_{ш}$ – площадь штоковой полости ГЦ, $V_{0П}$ – начальный объем РЖ в поршневой полости ГЦ, $V_{0ш}$ – начальный объем РЖ в штоковой полости ГЦ, $E_{ж1}$ и $E_{ж2}$ – объемный модуль упругости РЖ, $\frac{dy_z}{dt}$ – скорость перемещения штока ГЦ (навесного оборудования), y_{zmax} – максимальное перемещение поршня ГЦ.

Вследствие того, что в процессе эксплуатации РЖ содержит нерастворенный воздух, модуль упругости двухфазной РЖ следует описывать уравнением [4]:

$$E_{жi} = K(\rho + 1)(A\rho + B) \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0 D_2}{K(\rho + 1)(1 - m_0) + m_0(A\rho + B)D_2}, \quad i = 1, 2, \quad (17)$$

где
$$D_1 = \sqrt{\frac{A\rho_0 + B}{A\rho + B}}, \quad D_2 = \frac{\sqrt[4]{\rho_0 + 1}}{\rho + 1}; \quad (18)$$

K – показатель политропы; A , B – параметры РЖ, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы; m_0 – содержание нерастворенного воздуха в РЖ в относительных единицах.

При использовании уравнения (13), (14) вместо p в уравнение (17) и (18) подставляем p_1 , а при использовании (15), (16) вместо $p — p_2$.

С учетом трубопроводов между ГР и ГЦ давления в них и соответствующих полостях ГЦ, в предположении рассмотрения ЭГСП как системы с сосредоточенными параметрами, определяются выражениями [5]:

при $x_{ГР1} > 0$

$$q_{ГР,П1} - q_{Ц,П1} = \frac{V_T}{E_1} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (19)$$

$$q_{ГР,Ш1} - q_{Ц,Ш1} = \frac{V_T}{E_2} \cdot \frac{dp_2}{dt}; \quad (20)$$

при $x_{ГР2} < 0$

$$q_{ГР,Ш2} - q_{Ц,Ш2} = \frac{V_T}{E_2} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (21)$$

$$q_{ГР,П2} - q_{Ц,П2} = \frac{V_T}{E_1} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (22)$$

где V_T – объем жидкости в трубопроводе, E_1 , E_2 – приведенные модули упругости трубопровода с жидкостью.

Эти модули определяются выражением

$$E_i = \frac{E_{жi}}{1 + \frac{d_T}{\delta_T} \cdot \frac{E_{жi}}{E_{СТ}}}, \quad i = 1, 2, \quad (23)$$

где d_T – диаметр трубопровода (внутренний), δ_T – толщина стенки трубопровода, $E_{СТ}$ – модуль упругости материала трубопровода.

Движение штока ГЦ на подъем НО определяется уравнением

$$m_z \frac{d^2 y_z}{dt^2} = A_{П} p_1 - A_{ш} p_2 - F_{C1} - \beta_z \frac{dy_z}{dt} - F_{Z,TP} \cdot \text{sign} \frac{dy_z}{dt}, \quad (24)$$

$$\text{где } F_{Z,TP} = \frac{\pi f p_1}{1,5} \cdot (d_{\Pi} l_{\Pi} + d_{Ш} l_{Ш}) \quad [6]. \quad (25)$$

Коэффициент 1,5 в формуле (25) учитывает переход от давления p_1 к радиальному давлению, действующему на уплотнения ГЦ.

Движение штока ГЦ на опускание НО определяется выражением

$$m_Z \frac{d^2 y_Z}{dt^2} = A_{Ш} p_2 - A_{\Pi} p_1 - F_{C2} - \beta_Z \frac{dy_Z}{dt} - F_{Z,TP} \cdot \text{sign} \frac{dy_Z}{dt}. \quad (26)$$

Здесь m_Z – масса штока и поршня и приведенная к оси ГЦ масса подвижных элементов; F_{C1} , F_{C2} – сила сопротивления движению штока ГЦ соответственно на подъем и опускание; β_Z – коэффициент жидкостного трения ГЦ; $F_{Z,TP}$ – сила „сухого“ трения; f – коэффициент трения; d_{Π} – диаметр поршня ГЦ; $d_{Ш}$ – диаметр штока ГЦ; l_{Π} – длина уплотнения поршня ГЦ; $l_{Ш}$ – длина уплотнения штока ГЦ.

При совместном решении уравнений (1) – (26) относительно одной переменной, например давления p_1 , получаем нелинейное дифференциальное уравнение 6 порядка. Для его однозначного решения необходимо располагать 6 начальными условиями.

Уравнения (1) – (26) и соответствующие начальные условия составляют математическую модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора.

Выводы

1. Разработанная математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора позволяет исследовать его динамику.

2. Выполненное математическое описание процессов таких элементов ГА как гидрораспределитель и гидроцилиндр открывает возможности:

исследовать влияние различных параметров на динамические характеристики;

оценить максимальные значения давлений в нагнетательной и сливной магистралях.

3. В целом построенная математическая модель данного узла является модулем математической модели гидроагрегата НО.

Литература

1. Бондарь В. А. Новые решения в гидроприводе тракторов // Промислова гідраліка і пневматика. — 2003. — № 2. — С. 81 — 84.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро – и пневмосистем.: Учебник для ВУЗов, 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
4. Прокофьев В. Н., Лузанова И.А. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа // Изв. Вузов. Машиностроение. — 1968. — № 2. — С. 87 — 93.
5. Следящие приводы. Часть 2. Под ред. Б. К. Чемоданова. — М.: Энергия, 1976. — 384 с.
6. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. К.: Техника, 1977. — 320 с.

Мединцева Ю.В., Балицкая Т.Ю., Ратов Д.В.

КВАЗИГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ – АЛЬТЕРНАТИВА ТРАДИЦИОННЫМ ГИПЕРБОЛОИДНЫМ ПЕРЕДАЧАМ

Рассмотрены понятия: гиперboloидные передачи и квазигиперboloидные передачи. Проведен сравнительный анализ рассматриваемых зубчатых передач. Ист. 7.

Согласно ГОСТ 16530-70 "Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения", гиперboloидными передачами являются: винтовая зубчатая передача (начальные поверхности — цилиндрические); гипоидная зубчатая передача (начальные поверхности — конические); червячная передача (начальные поверхности отличны от гиперboloидных и конических); спироидная передача (начальные поверхности — конические).

Изученность гиперboloидных передач является недостаточной, что приводит к потере больших скрытых резервов увеличения их прочности и улучшения эксплуатационных качеств. В том числе, одним из существенных резервов является переход от конических и цилиндрических начальных поверхностей к начальным поверхностям, наименее отклоняющимся от гиперboloидных аксоидов [1].

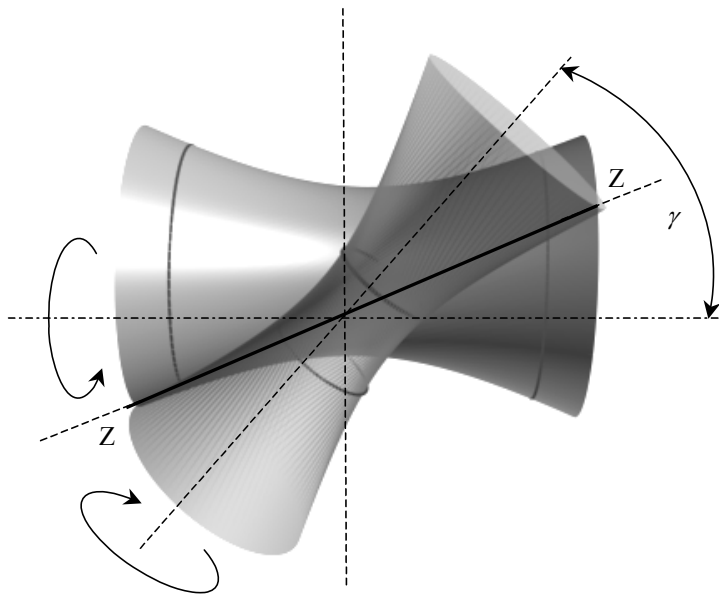


Рис. 1. К образованию винтовых и гипоидных передач

Перспективными предпосылками совершенствования пространственных зацеплений является создание гипоидных и винтовых зубчатых колёс с улучшенными (экстремальными) качественными (геометрокинематическими) показателями, содержащими большие скрытые резервы увеличения их прочности и улучшения эксплуатационных качеств.

На практике для получения винтовой передачи в качестве начальных поверхностей зубчатых колёс используются цилиндрические поверхности, вписанные в среднюю (горловую) часть сопряженных гиперboloидных поверхностей; для получения гипоидной передачи в качестве начальных поверхностей используются конические поверхности, вписанные в часть гиперboloидных поверхностей, удаленную от середины (рис.1).

Одним из существенных резервов является переход от конических и цилиндрических начальных поверхностей к поверхностям, наименее отклоняющимся от гиперboloидных

идных аксоидов, назовём их квазигиперboloидными ("квази... " от латинского слова quasi – якобы, как будто) – часть сложных слов, соответствующая по значению словам "мнимый", "не настоящий", "почти", "близко", [7]) начальным поверхностям, наименее отклоняющимися от гиперboloидных аксоидов.

Таким образом, можно предположить, что квазигиперboloидные передачи должны обладать наилучшими качественными показателями среди пространственных зубчатых передач.

Выдвинутое нами предложение о геометрическом резерве совершенствования винтовых, червячных, спироидных и гипоидных передач и переход от конических и цилиндрических начальных поверхностей к **квазигиперboloидным** имеет расчетное подтверждение, заключающееся в следующем численном сравнительном анализе.

Численному исследованию подвергались квазигиперboloидные передачи с зацеплением Новикова, зацеплением типа Новикова, эвольвентным зацеплением, квазиэвольвентным зацеплением, глобоидным зацеплением со следующими параметрами: $m_n = 3$ мм, $Z_1 = 13$, $Z_2 = 54$, $r_1 = 26,344$ мм, $r_2 = 26,344$ мм, $a_w = 52,688$ мм, $u_0 = 0,2407$, $\gamma = 90^\circ$ (ортогональные передачи), $\beta_1 = 74^\circ 34'$, $\beta_2 = 15^\circ 26'$.

Вычисление значений качественных показателей – функций угла α_1 поворота ведущего колеса – проводилось на угле α_w (град) продолжительности зацепления пары зубьев, то есть при $\alpha_1 \in [-0,5\alpha_w, 0,5\alpha_w]$ по формулам. Для угловой скорости ведущего колеса $\omega_1 = 1$ рад/сек, для фиксированных (одинаковых для сравниваемых передач) значений нагрузки P_N , коэффициента Пуассона и модуля упругости Юнга.

Результаты вычисления качественных показателей отражены на рис. 2 – 12: №1 – зацепление Новикова; №2 – зацепление типа Новикова; №3 – эвольвентное зацепление; №4 – квазиэвольвентное зацепление, №5 – глобоидное зацепление [6]. На этих рисунках из пяти рассматриваемых типов гипоидных передач лишь передача №3 обладает линейным (до упругого сближения) контактом зубьев, остальные же четыре типа передач – точечным контактом. В связи с этим для передачи №3 на рис. 2, 4, 6, 8, 10 помещена дополнительная информация, включающая, наряду со срединной точкой линии мгновенного контакта, также и концевые её точки.

Проанализируем полученные результаты.

Относительная скорость скольжения зубьев (рис. 2 и 3). Самым высоким «рейтингом» по этому качественному показателю обладает гипоидная передача №1, самым низким - гипоидная передача №5, промежуточное положение занимают гипоидные передачи №2, №3 и №4: относительная скорость скольжения зубьев в передаче №1 в 2,4 ... 5,3 раза меньше, чем в остальных четырёх типах передач.

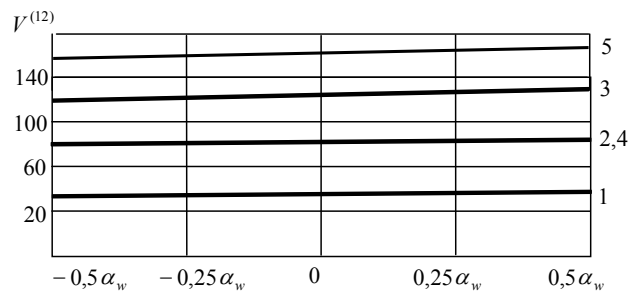


Рис. 2. Относительная скорость скольжения зубьев $V^{(12)}$, мм·с⁻¹
(№3 – линия c из рис. 3)

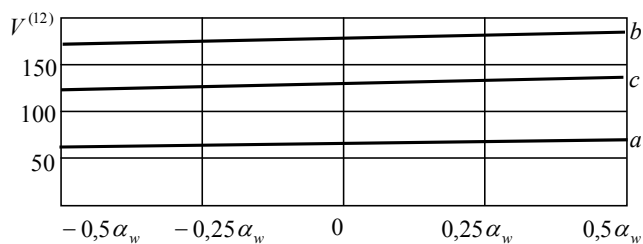


Рис. 3. Гипоидная передача №3.

Относительная скорость скольжения зубьев $V^{(12)}$, мм·с⁻¹:

(a , b - в концевых, c - в срединной точках линии мгновенного контакта)

Коэффициенты удельных скольжений зубьев (рис. 4 - 7). Самым высоким «рейтингом» по этим качественным показателям обладает, как и выше, гипоидная передача №1, самым низким – гипоидная передача №5, промежуточное положение занимают гипоидные передачи №2, №3 и №4.

Суммарная скорость качения зубьев (рис. 8 и 9). Самым высоким «рейтингом» по этому качественному показателю обладает гипоидная передача №5, самым низким – гипоидная передача №4, промежуточное положение занимают гипоидные передачи №1, №2 и №3: суммарная скорость качения зубьев в передаче №5 в 1,3 ... 4,2 раза больше, чем в остальных четырёх типах передач.

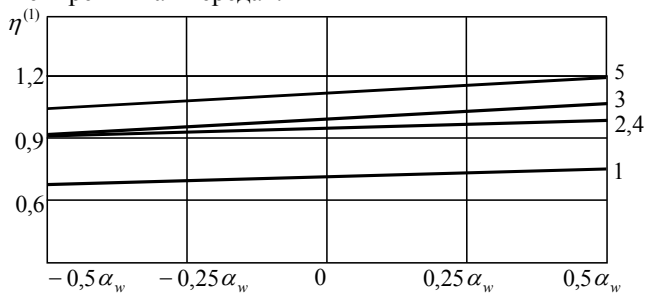


Рис. 4. Коэффициент $\eta^{(1)}$ удельного скольжения (№3 – линия c из рис. 5)

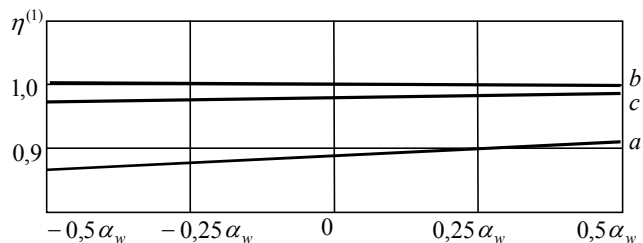


Рис 5. Гипоидная передача №3. Коэффициент $\eta^{(1)}$ удельного скольжения (a , b - в концевых, c - в срединной точках линии мгновенного контакта)

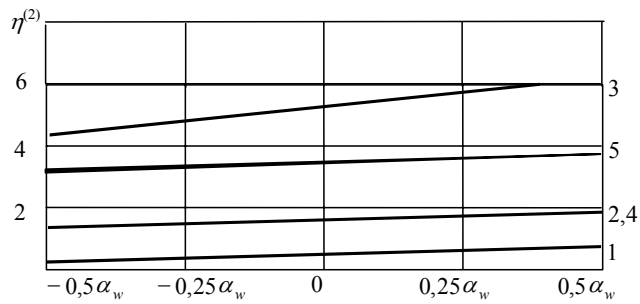


Рис. 6. Коэффициент $\eta^{(2)}$ удельного скольжения (№3 – линия c из рис. 6)

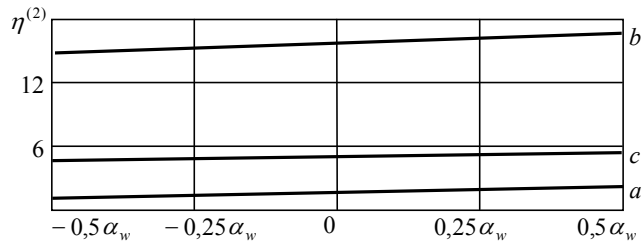


Рис. 7. Гипоидная передача №3. Коэффициент $\eta^{(2)}$ удельного скольжения (a , b - в концевых, c - в срединной точках линий мгновенного контакта)

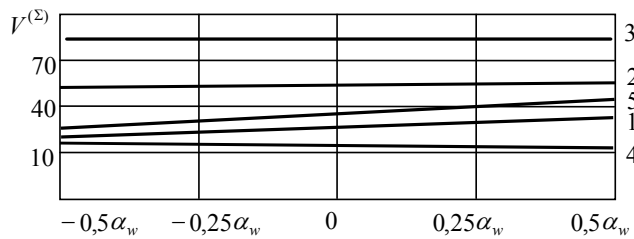


Рис. 8. Суммарная скорость качения зубьев $V^{(\Sigma)}$, $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (№3 – линия c из рис. 9)

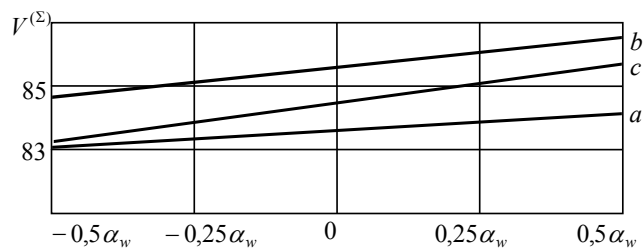


Рис. 9. Гипоидная передача №3.

Суммарная скорость качения зубьев $V^{(\Sigma)}$, $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (a , b - в концевых, c - в срединной точках линии мгновенного контакта)

Коэффициент задиростойкости зубьев. (Рис. 10 и 11). Самым высоким «рейтингом» по этому качественному показателю обладает гипоидная передача №1, самым низким - гипоидная передача №4, промежуточные положения занимают гипоидные передачи №2, №3 и №5: коэффициент задиростойкости зубьев в передаче №1 в 1,5 ... 5,7 раз меньше, чем в остальных четырех типах передач.

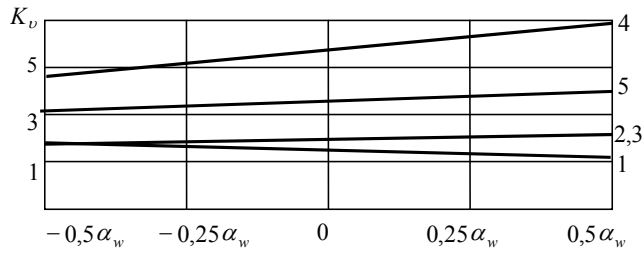


Рис 10. Коэффициент задиростойкости зубьев K_v (№3 – линия c из рис. 11)

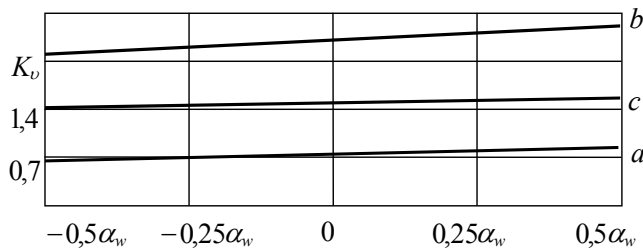


Рис 11. Гипоидная передача №3. Коэффициент задиростойкости зубьев K_v (a , b - в концевых, c - в срединной точках линии мгновенного контакта)

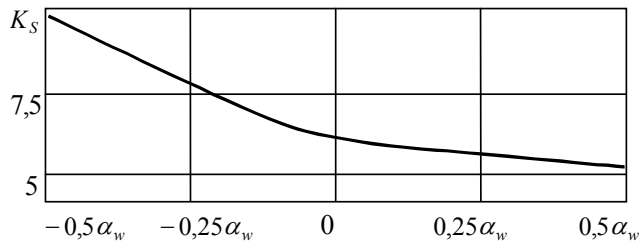


Рис. 12. Коэффициент K_s сравнительного напряженного состояния зубьев передачи №2 и передачи №1

Коэффициент сравнительного напряженного состояния зубьев (рис. 12). Площадь площадки мгновенного контакта зубьев в гипоидной передаче №1 в 5,5 ... 9 раз превышает площадь площадки мгновенного контакта в гипоидной передаче №2, следовательно, упругонапряженное состояние зубьев передачи №1 существенно ниже упругонапряженного состояния зубьев передачи №2. Это утверждение справедливо и по отношению к передачам №3, №4 и №5, так как упруго напряженное состояние зубьев передачи №2, при равных условиях, ниже упруго напряженного состояния зубьев передач №3, №4 и №5.

Выводы. Синтез пространственных зацеплений на основе начальных поверхностей, наименее отклоняющихся от гиперболоидных аксоидов, - перспективное направление существенного увеличения прочности и улучшения эксплуатационных качеств

винтовых, червячных, спироидных и гипоидных передач. Зацепление Новикова при этом является более перспективным, чем эвольвентное.

Л и т е р а т у р а

1. **Грибанов В.М.** Теория гиперболоидных зубчатых передач.- Луганск: Изд-во Восточноукр. нац. ун-та им. В. Даля, 2003. – 272 с.
2. **Журавлев Г.А., Иофис Р.Б.** Гипоидные передачи. Проблемы и развитие. – Ростов – на – Дону: Северо – Кавказ. науч. Центр высшей школы. – Изд – во РГУ, 1978. – 147 с.
3. **Соппротивление материалов:** Учебник для вузов / Под общ. ред. Г.С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.
4. **Лопато Г.А., Кабатов Н.Ф., Сегаль М.Г.** Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. – М.: Машиностроение, 1977. – 315с.
5. **Грибанова Ю.В., Балицкая Т.Ю.** Сравнительное исследование геометро – кинематических показателей зубчатых гипоидных передач // Вісник Запорозького національного технічного університету – 2004 - № 4 – с. 45.
6. **Кириченко И.А.** Создание гиперболоидных передач с линейным контактом зубьев на базе специальных режущих инструментов: Дис. д-ра техн. наук: 05.02.02 – "Машиноведение". – Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля. – г. Луганск. – 2004. – 274 с.
7. Советский энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1985. – 1600 с.

УДК 532.5:618.16

Мочалин Е.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ТЕЧЕНИЙ ЖИДКОСТИ В СЕЧЕНИИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ СЕТЧАТОГО ФИЛЬТРОЭЛЕМЕНТА

Исследованы гидродинамические особенности протекания жидкости сквозь сетку вращающегося фильтрующего элемента ротационного фильтра. Показано, что причиной ограниченного проявления гидродинамического эффекта очистки жидкости от частиц примесей является отрывной характер обтекания проволочек фильтрующей сетки и взаимодействие образующихся при этом вихрей с крупными вихрями, обусловленными циркуляционным течением в отверстии фильтроэлемента. Рис. 7, Ист. 17.

Характеристика проблемы и определение задач исследования

Задача эффективной очистки жидкостей от механических примесей в самых разных технологических циклах была и остается актуальной технической проблемой. Рядом преимуществ при тонкой очистке жидкостей обладают фильтры, относящиеся к классу гидродинамических очистителей [1]. Гидродинамическая очистка основана на наличии у жидкости вблизи поверхности фильтроэлемента кроме нормальной компоненты скорости U_n – касательной к его поверхности относительной скорости U_τ . При этом обеспечивается постоянный смыв с фильтрующей поверхности частиц загрязнителя, и через сетку не проходят частицы с размером меньшим, чем размеры ячеек сетки. Последнее обстоятельство способствует повышению тонкости очистки. В работе [1] степень проявления гидродинамического эффекта оценивается на основе отношения $(U_\tau / U_n)_{y=\delta}$ компонент скорости несущей жидкости на расстоянии от поверхности фильтроэлемента, равном характерному размеру частиц примесей. В [2] рассматривается более точный критерий, представляющий собой отношение соответствующих проекций скорости взвешенной частицы. Однако, при концентрациях примесей, характерных для задач тонкой очистки жидкостей, правомерен [3] подход, предусматривающий раздельное решение уравнений движения несущей жидкости и дисперсных частиц. При этом движение

примесей полностью определяется полем скоростей жидкости, поэтому в первом приближении гидродинамический эффект очистки можно оценивать на основе приведенного выше соотношения для проекции скорости несущей фазы. Будем называть эту величину условным коэффициентом эффективности гидродинамической очистки –

$$\eta_* = \frac{U_\tau}{U_n} \Big|_{y=\delta} . \quad (1)$$

С точки зрения больших значений η_* потенциально очень привлекательными выглядят фильтры с вращающимся сетчатым фильтроэлементом или ротационные фильтры, что отмечено в монографии [1]. Одна из возможных конструкций такого фильтра представлена на рис. 1. В работе [4] показано, что в условиях ламинарного течения на поверхности вращающегося отсасывающего цилиндра формируется тонкий пограничный слой с большим градиентом окружной скорости, в котором величина η_* принимает значения, заведомо достаточные для более чем трехкратного повышения тонкости очистки при использовании сетки с ячейками 40 мкм. Однако опыт практического применения и специальные экспериментальные исследования демонстрируют ограниченное проявление гидродинамического эффекта в ротационных фильтрах. Так, в работе [5] приведены данные о том, что при очистке воды от частиц электрокорунда размерами 20 – 25 мкм с применением 40 – микронной сетки, во всем практически значимом диапазоне угловой скорости вращения и расхода жидкости, не удалось получить эффективность очистки выше 80 %. Это обстоятельство является одним из факторов, ответственных за то, что ротационные фильтры не получили пока заметного распространения.

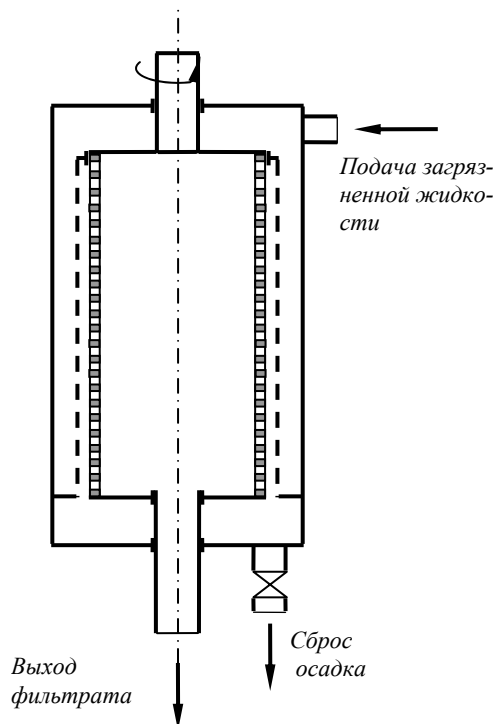


Рис. 1. Конструктивная схема ротационного фильтра

Одним из факторов, способных объяснить несоответствие выводов, которые можно сделать на основе расчетного анализа стационарного ламинарного течения в окрест-

ности вращающегося фильтроэлемента, реальному положению вещей, является гидродинамическая устойчивость. В работе [5] с позиций линейной теории гидродинамической устойчивости выполнено математическое обоснование и реализация численного метода анализа устойчивости осесимметричных течений несжимаемой жидкости, а в работе [6] на основе этого решения проведено исследование устойчивости потока в кольцевой области снаружи вращающегося фильтроэлемента. На основе этих исследований, в частности, показано, что при любой угловой скорости фильтроэлемента можно за счет изменения расхода жидкости, определяющего скорость отсоса (фильтрации) на вращающейся поверхности, обеспечить устойчивость стационарного течения в зазоре между вращающимся отсасывающим внутренним и неподвижным наружным цилиндрами. Однако сопоставление и анализ, проведенные в работе [4], показывают, что отмеченный в эксперименте ограниченный рост эффективности гидродинамической очистки имеет место при режимах, находящихся в расчетной области неустойчивости течения в зоне отделения примесей.

Таким образом, для выяснения причин ограниченного проявления гидродинамического эффекта очистки в ротационных фильтрах имеется необходимость рассмотреть течение в зоне вращающегося фильтроэлемента в более подробной постановке, учитывающей нерассмотренные ранее детали, характеризующие особенности расчетной области и описания движения жидкости.

С этой целью в настоящей работе рассматривается течение жидкости в поперечном сечении ротационного фильтра с учетом обтекания проволочек сетки и движения жидкости в отверстиях каркаса вращающегося фильтроэлемента.

Постановка и решение задачи

В качестве расчетной области будем рассматривать часть поперечного сечения ротационного фильтра, содержащую периодический фрагмент сечения фильтрующего элемента (рис. 2). Через входную границу Γ_1 жидкость втекает в область в радиальном направлении и через границу Γ_4 вытекает в полость фильтра внутри фильтроэлемента. Стенки отверстия в каркасе фильтроэлемента и поверхности проволочек сетки представляют собой подвижные стенки, вращающиеся с угловой скоростью Ω . На жидких границах Γ_2, Γ_3 имеет место периодичность потока в окружном направлении.

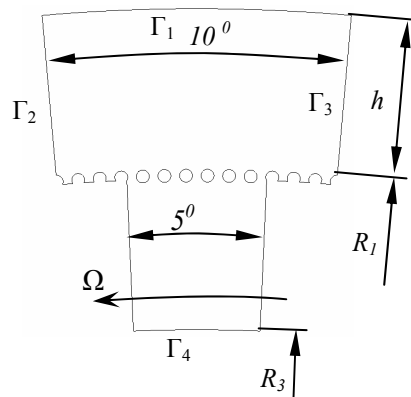


Рис. 2. Расчетная область, содержащая периодический фрагмент сечения фильтроэлемента

Для удобства интерпретации результатов расчета будем рассматривать движение жидкости во вращающейся вместе с фильтрующим элементом системе координат. В этом случае векторное уравнение количества движения имеет следующий вид [6]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbf{T} - \rho(\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{V}), \quad (2)$$

где ρ и p – плотность и давление, \mathbf{U}, \mathbf{V} – векторы относительной и абсолютной скорости жидкости ($\mathbf{U} = \mathbf{V} - \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}$), \mathbf{r} – радиус-вектор во вращающейся системе координат, $\mathbf{T} = \mu(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)$ – тензор вязких напряжений в жидкости, μ – динамическая вязкость жидкости.

Динамическое уравнение (2) дополняется уравнением неразрывности

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0. \quad (3)$$

В компонентной форме в цилиндрической системе координат (r, φ, z) для плоского случая ($V_z = 0, U_z = 0, \partial(\cdot)/\partial z = 0$) уравнения (2),(3) можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho U_r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho U_\varphi V_r) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_r}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\frac{\mu}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi}\right) + \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_r}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\mu \frac{\partial V_\varphi}{\partial r}\right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial(\mu V_\varphi)}{\partial \varphi} - \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{2\mu V_r}{r^2} + \frac{\rho U_\varphi V_\varphi}{r} + \rho \Omega V_\varphi, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho V_\varphi)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho U_r V_\varphi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho U_\varphi V_\varphi) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_\varphi}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\frac{\mu}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial \varphi}\right) +$$

$$+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\frac{\mu}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi}\right) + \frac{2}{r^2} \frac{\partial(\mu V_r)}{\partial \varphi} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\mu V_\varphi}{r}\right) - \frac{2\mu V_\varphi}{r^2} - \frac{\rho U_\varphi V_r}{r} - \rho \Omega V_r,$$

$$\frac{\partial(r V_r)}{\partial r} + \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} = 0. \quad (6)$$

Граничные условия в соответствии с расчетной схемой на рис. 2 сформулируем следующим образом:

$$V_r = -V_2, \quad V_\varphi = 0, \quad (\text{граница } \Gamma_1)$$

$$V_r|_{\Gamma_2} = V_r|_{\Gamma_3}, \quad V_\varphi|_{\Gamma_2} = V_\varphi|_{\Gamma_3}, \quad p|_{\Gamma_2} = p|_{\Gamma_3}, \quad (\text{границы } \Gamma_2, \Gamma_3)$$

$$p = p_0, \quad (\text{граница } \Gamma_4) \quad (7)$$

$$V_r = 0, \quad V_\varphi = \Omega r. \quad (\text{подвижные стенки})$$

Величина скорости V_2 на входной границе определяется расходом жидкости на единицу длины фильтроэлемента.

Для дальнейшей дискретизации по методу конечных объемов уравнения (4),(5) удобно представить в следующем обобщенном виде (по повторяющемуся индексу j подразумевается суммирование):

$$\frac{\partial(\rho V_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} V_i) = -\nabla p \cdot \mathbf{e}_i + \nabla \cdot (\mu \nabla V_i) + \nabla \cdot ((\mu \nabla V_j \cdot \mathbf{e}_i) \mathbf{e}_j) + q_i \quad (i=1,2), \quad (8)$$

где $\mathbf{e}_1 = \mathbf{i}_r, \mathbf{e}_2 = \mathbf{i}_\varphi$ – единичные векторы, $V_1 = V_r, V_2 = V_\varphi$ – проекции скорости, а источникные члены имеют вид:

$$q_1 = q_r = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial(\mu V_\varphi)}{\partial \varphi} - \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{2\mu V_r}{r^2} + \frac{\rho U_\varphi V_\varphi}{r} + \rho \Omega V_\varphi, \quad (9)$$

$$q_2 = q_\varphi = \frac{2}{r^2} \frac{\partial(\mu V_r)}{\partial \varphi} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\mu V_\varphi}{r}\right) - \frac{2\mu V_\varphi}{r^2} - \frac{\rho U_\varphi V_r}{r} - \rho \Omega V. \quad (10)$$

Появление источниковых слагаемых (9),(10) обусловлено использованием криволинейной и подвижной системы координат.

Одним из наиболее эффективных подходов к дискретизации исходных уравнений в задачах динамики жидкости является метод конечных объемов [8],[9],[10]. В соответствии с этим методом динамические уравнения (8) интегрируются в пределах каждой из расчетных ячеек, на которые разбивается исследуемая область, с применением теоремы о среднем. В результате для контрольного объема (расчетной ячейки) имеем равенство:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_i)_P A_P + \sum_f^{N_{faces}} (\rho V_i U_n)_f S_f = -A_P (\nabla p)_P \cdot \mathbf{e}_i + \sum_f^{N_{faces}} \left(\mu \frac{\partial V_i}{\partial n} \right)_f S_f + \\ + \sum_f^{N_{faces}} (\mu \nabla V_j \cdot \mathbf{e}_i)_f \mathbf{e}_j \cdot \mathbf{n}_f S_f + q_{iP} A_P, \end{aligned} \quad (11)$$

где A_P, S_f – объем ячейки с центром в т. P и площади грани f, \mathbf{n}_f – внешняя нормаль к грани f, N_{faces} – число граней ячейки, а индексы P, f отмечают значения в центре ячейки и в центре грани соответственно.

Остановимся на основных моментах аппроксимации отдельных слагаемых в уравнении (11). Для представления конвективного члена (второе слагаемое в левой части) будем использовать противопоточную схему Леонарда (QUICK) [11] с квадратичной интерполяцией, которая на структурированной сетке имеет третий порядок точности. При использовании деформированных или неструктурированных сеток порядок точности этой схемы несколько снижается и появляется вероятность возникновения ложных осцилляций в решении нефизического характера. Поэтому на неструктурированных сетках будем применять противопоточную схему второго порядка точности LUDS в интерпретации, изложенной в работах [12],[13].

Для представления диффузионного члена, представленного вторым слагаемым в правой части уравнения (11), будем использовать центрально-разностную схему второго порядка, предложенную в работе [10] и использованную в монографии [8]. Схема применима для любого типа сеток.

Входящие в источниковый член производные проекций скорости выражаются через градиент в центре ячейки, а последний по теореме Гаусса через значения в центрах граней. Значения в центрах граней определяются как среднее арифметическое значений в центрах смежных ячеек. Источник обычно трактуется явным образом [13], поэтому упомянутые выше значения проекций скорости в центре ячейки берутся с предыдущего шага итерационного цикла.

Второе слагаемое диффузионного члена (третий член в правой части (11)) тоже будем трактовать явным образом, а входящие в него градиенты в центре граней определять через градиенты в центрах смежных ячеек.

Градиент давления в центре ячейки, входящий в первое слагаемое в правой части (11), также по теореме Гаусса представим через значения давления в центрах граней ячейки, а последние будем определять как среднее арифметическое давлений в центрах смежных ячеек.

Дискретизацию по времени выполним на основе полностью неявной схемы второго порядка точности.

В результате разностного представления слагаемых в уравнении (11) приходим к алгебраическому уравнению следующего вида:

$$a_P^{m-1} V_{iP}^m - \sum_f^{N_{faces}} a_f^{m-1} V_{iF}^m = Q_{iP}^{m-1} - A_P (\nabla p^m)_P \cdot \mathbf{e}_i \quad (i=1,2), \quad (12)$$

где нижним индексом F отмечены значения компонент скорости в центрах ячеек, смежных с контрольной ячейкой (с центром в т. P), верхние индексы m и m-1 обозначают значения, относящиеся к текущей и предыдущей итерации, а слагаемое Q_{iP}^{m-1} объединя-

ет аппроксимированные источниковые члены, трактуемые явно части аппроксимированных конвективного и диффузионного слагаемых, а также слагаемые, обусловленные дискретизацией нестационарного члена.

Для уравнения неразрывности (3) конечно-объемная процедура дает в пределах расчетной ячейки соотношение

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho V_{nf}^m S_f = 0. \quad (13)$$

В соответствии с алгоритмами семейства SIMPLE [8] на основе уравнений (12),(13) выводится уравнение для определения корректирующих поправок к значениям давления в узлах расчетного шаблона и определяется общая процедура итерационной коррекции значений давления и скорости. При этом на каждом шаге итерационного цикла решаются системы линейных уравнений для определения компонент скорости, составленные из уравнений (12), записанных для каждой расчетной ячейки и система уравнений для определения поправок давления. Из алгоритмов семейства SIMPLE остановимся на использовании согласованной процедуры SIMPLEC [14].

Аппроксимация разрешающих уравнений выполнялась нами на основе совмещенного центрированного разностного шаблона, при котором узловые значения компонент скорости и давления определяются и хранятся в центрах расчетных ячеек. В этом случае возникают искусственные осцилляции в поле давления [8]. Для устранения этого явления будем использовать коррекцию Рхи-Чоу [15], которая заключается в использовании сглаживающей поправки к значению нормальной скорости на грани.

Для контроля над сходимостью решения используется техника нижней релаксации с введением релаксационных коэффициентов, контролирующих выбор значений проекций скорости и поправки давления при переходе к следующей итерации.

Эффективность решения систем линейных уравнений в процессе итераций достигается использованием процедуры Гаусса-Зейделя в сочетании с применением алгебраического многосеточного ускорителя (AMG). Метод AMG реализован на основе обобщения теории аддитивной коррекции (AC – стратегия), описанной применительно к структурированным сеткам в работе [16].

Исследуемое течение носит сложный характер и содержит (см. рис. 2) элементы обтекания решетки цилиндров и течения в каверне, которые взаимодействуют друг с другом. Учитывая широкий диапазон изменения угловых скоростей вращения фильтроэлемента, имеется необходимость рассмотреть также постановку задачи об исследовании турбулентных течений в исследуемой области. Используя осреднение по Рейнольдсу и гипотезу Буссинеска о турбулентной вязкости [17] приходим от уравнений (4),(5) к следующим уравнениям переноса компонент осредненной скорости в установившемся турбулентном движении:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{U} V_i) = -\nabla \left(p + \frac{2}{3} \rho k \right) \cdot \mathbf{e}_i + \nabla \cdot (\mu_e \nabla V_i) + \nabla \cdot ((\mu_e \nabla V_j \cdot \mathbf{e}_i) \mathbf{e}_j) + q_i \quad (i = 1, 2), \quad (14)$$

где k – удельная кинетическая энергия пульсационного движения, а эффективная вязкость $\mu_e = \mu + \mu_t$ определяется как сумма молекулярной и турбулентной вязкостей.

Уравнение неразрывности (3), записанное для осредненных скоростей, сохраняет свой вид. Система уравнений (3),(14) требует замыкания на основе той или иной модели турбулентности. Учитывая такие особенности исследуемых течений, как относительно невысокие числа Рейнольдса ($Re \leq 10^4$ при протекании сквозь вращающуюся сетку) и влияние стенок, остановимся на использовании двух современных малодиссипативных моделей: SST $k-\omega$ модели Ментера и модели Спалларта Алмареса. Обе модели будем рассматривать в низкорейнольдсовой формулировке, что предусматривает непосредственное разрешение ламинарных подслоев вблизи стенок без использования метода пристеночных функций. Дополнительные дифференциальные уравнения переноса характе-

ристик турбулентности, замыкающие алгебраические соотношения и значения эмпирических констант обеих моделей можно найти, например, в работе [13].

Поскольку уравнение (14) и уравнения переноса характеристик турбулентности по виду не отличаются принципиально от уравнения (8), то все рассмотренные выше аспекты конечно-объемной дискретизации распространяются на численное решение уравнений турбулентного движения жидкости в исследуемой постановке.

Граничные условия (7), которые определяют значения компонент осредненной скорости и давления, при исследовании турбулентных течений необходимо дополнить значениями переносимых характеристик турбулентности (в соответствии с выбранной моделью) на входной границе области Γ_1 и (для использования в случае возникновения в процессе итераций обратных токов) на выходной границе Γ_4 . С этой целью будем задавать на указанных границах интенсивность турбулентных пульсаций Tu , определяемую как отношение среднеквадратичной скорости турбулентных пульсаций к осредненной скорости, и характерный масштаб турбулентности l , определяющий размер крупных (энергосодержащих) вихрей. Через эти величины кинетическая энергия турбулентности k и удельная скорость ее диссипации ω (для модели Ментера) и модифицированная турбулентная вязкость $\tilde{\nu}_t$ (в модели Спалларта–Алмареса) определяются следующим образом:

$$k = \frac{3}{2}(V Tu)^2, \quad \omega = \frac{k^{0.5}}{C_\mu^{0.25} l} \quad (C_\mu = 0.09), \quad \tilde{\nu}_t = \sqrt{\frac{3}{2}} V Tu l, \quad (15)$$

где V – осредненная скорость на рассматриваемой границе.

Основные результаты исследования

Для полученного численного решения было успешно проведено сопоставление с известными данными на примере течения в плоской каверне и исследование численной сходимости при измельчении сетки. Не останавливаясь на подробностях верификации, перейдем к обсуждению результатов, имеющих отношение к задачам настоящего исследования.

В процессе численных расчетов было принято (см. рис.2) $R_1 = 10h = 0.05\text{м}$, и диаметр проволочек сетки взят равным $d_s = 0.08h$. В качестве жидкости рассматривалась вода. В результате решения задачи в нестационарной ламинарной постановке были получены для достаточно удаленных моментов времени мгновенные картины линий тока для нескольких характерных режимов. На рис. 3 представлены наиболее интересные фрагменты общей картины течения.

При относительно малых угловых скоростях (рис.3а) хорошо узнаваемы парные вихри в ближнем следе за цилиндрами. Хотя межпроволочные зазоры стеснены отрывными зонами, особенно спереди по ходу вращения, однако проток имеется через все межпроволочные сечения. Для этого режима течения решение приближается к установившемуся, поэтому представленная картина линий тока слабо подвержена изменениям во времени.

Для относительно высоких угловых скоростей течение не проявляет тенденции к установлению, поэтому картины течения на рис. 3б и 3в весьма условны, так как вихревые структуры подвержены колебаниям и локальным перестройкам. Однако в процессе этих эволюций неизменным остается общее свойство, которое отражено в приведенных картинах линий тока. А именно, отрывные зоны превращаются в рециркуляционные области, охватывающие как отдельные ячейки, так и группы ячеек. При этом проток жидкости осуществляется через редкие ячейки, что приводит к резкому локальному увеличению радиальной скорости. Применительно к эффективности гидродинамической очистки наиболее показательным является изменение введенного выше (см. (1)) коэффициента η_* вдоль поверхности сетки. Причем для сопоставления в едином масштабе на-

гляднее рассматривать обратную величину η_*^{-1} , наибольшие по модулю отрицательные значения которой определяют локально наихудшие условия для гидродинамической очистки жидкости. Графики изменения параметра η_*^{-1} вдоль линии $r = R_1 + \delta$ для рассмотренных выше режимов течения представлены на рис. 4. По оси абсцисс откладывается безразмерная дуговая координата $\bar{s} = \frac{\varphi \cdot (R_1 + \delta)}{h}$. Для характерного размера частиц, от которых подразумевается очистка, принято $\delta = 0.02h$.

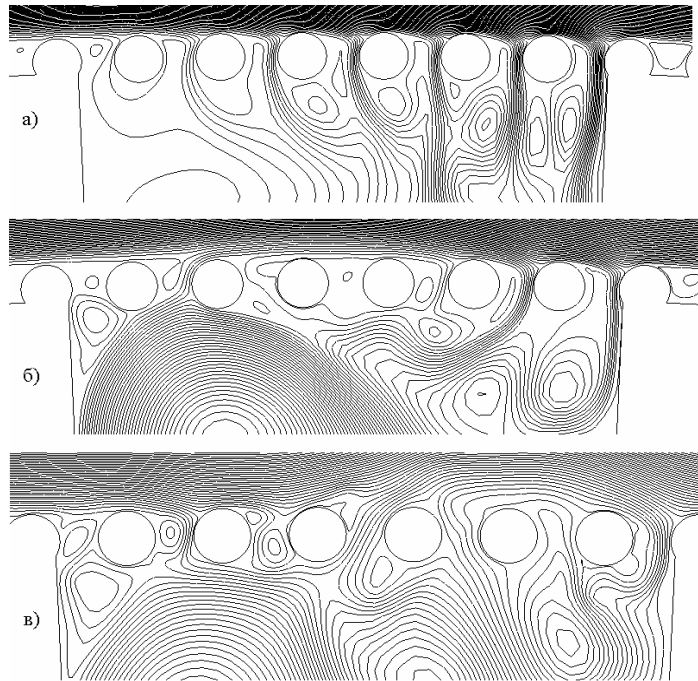


Рис. 3. Мгновенная картина линий тока относительного движения жидкости в районе сечения проволочек фильтрующей сетки: а) $\Omega=20 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.036 \text{ м/с}$; б) $\Omega=80 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.0435 \text{ м/с}$; в) $\Omega=200 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.072 \text{ м/с}$.

Значения η_* , определяемые локальными минимумами зависимостей, представленных на рис. 4, на порядок меньше, чем значения, которые дают расчеты, не учитывающие особенности отрывного обтекания проволочек сетки. В частности, при $\Omega = 200 \text{ с}^{-1}$ имеем $\eta_{*\min} < 2$, чего явно недостаточно для эффективной очистки от частиц с размерами в 2–3 раза меньшими, чем размеры ячеек сетки.

Однако этот вывод сделан на основе распределения скоростей, которое, как было отмечено выше, носит мгновенный характер и изменяется со временем, причем в широких пределах. В некоторые моменты времени имеют место резкие провалы, когда в процессе эволюции вихревых структур относительная окружная скорость локально стремится к нулю. Поэтому для относительно высоких угловых скоростей фильтроэлемента исследования были дополнены анализом турбулентного течения в охарактеризованной выше постановке. При этом для определения граничных значений характеристик турбулентности на основе зависимостей (15) использовались для границы Γ_1 значения

$Tu = 0.05$ и $l = 0.1h$, а для границы Γ_4 при возникновении обратных токов использовались значения $Tu = 0.1$, $l = 0.4R_3$.

На рис.5 для режима, характеризующегося значениями $\Omega = 200 \text{ с}^{-1}$, $V_2 = 0.072 \text{ м/с}$, представлены линии тока осредненного движения в окрестности сетки и в отверстии фильтроэлемента, определенные с использованием моделей Ментера и Спалларта–Алмареса.

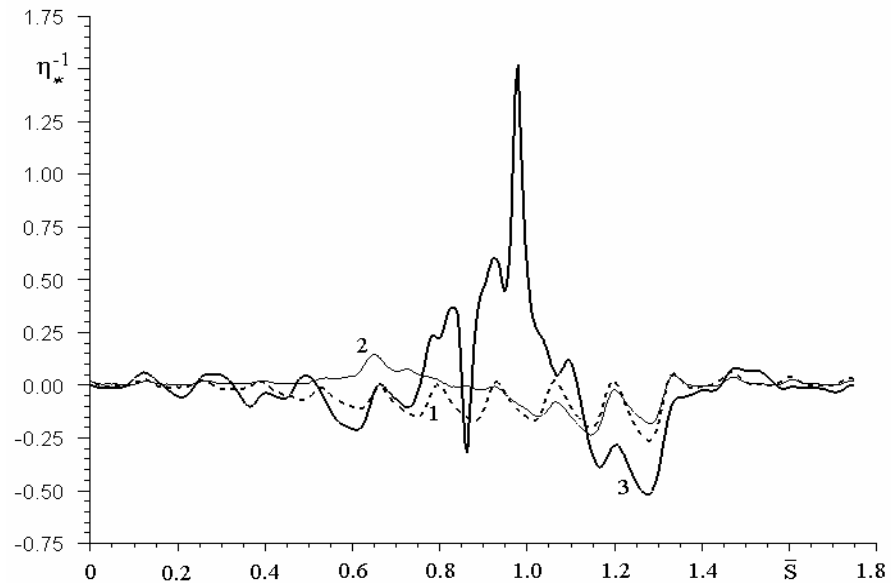


Рис. 4. Изменение параметра η_*^{-1} в окружном направлении:
1– $\Omega=20 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.036 \text{ м/с}$; 2– $\Omega=80 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.0435 \text{ м/с}$; 3– $\Omega=200 \text{ с}^{-1}$, $V_2=0.072 \text{ м/с}$.

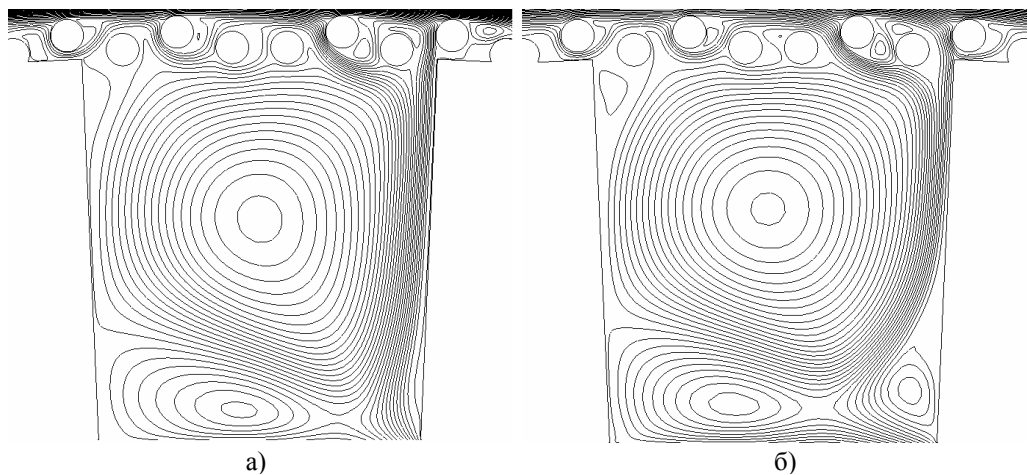


Рис. 5. Линии тока осредненного турбулентного течения вблизи сетки и в отверстии фильтроэлемента: а) модель Ментера; б) модель Спалларта–Алмареса.

Как видно из рис. 5, обе модели турбулентности дают близкие результаты в той части общей расчетной области, где имеются отрывные и циркуляционные зоны. Однако

в области над сеткой, устойчивость течения в которой рассматривалась в предварительных исследованиях, результаты расчета по обеим моделям заметно отличаются. На рис. 6 представлены изолинии отношения μ_t/μ турбулентной вязкости к молекулярной вязкости жидкости. Если модель Менгера дает картину исчезновения турбулентной вязкости в области над сеткой, то модель Спалларта–Алмареса демонстрирует на два порядка большие значения для турбулентной вязкости в центральной части кольцевого зазора снаружи вращающегося фильтроэлемента. Поскольку проведенные ранее исследования показывают близость к устойчивости течения снаружи фильтроэлемента вследствие стабилизации под действием отсоса, то результаты, полученные с помощью SST k- ω модели Менгера следует признать более достоверными. Такой результат согласуется также с известным ограничением модели Спалларта–Алмареса в части адекватного предсказания распада однородной турбулентности. Поэтому в дальнейших исследованиях остановимся на использовании модели Менгера.

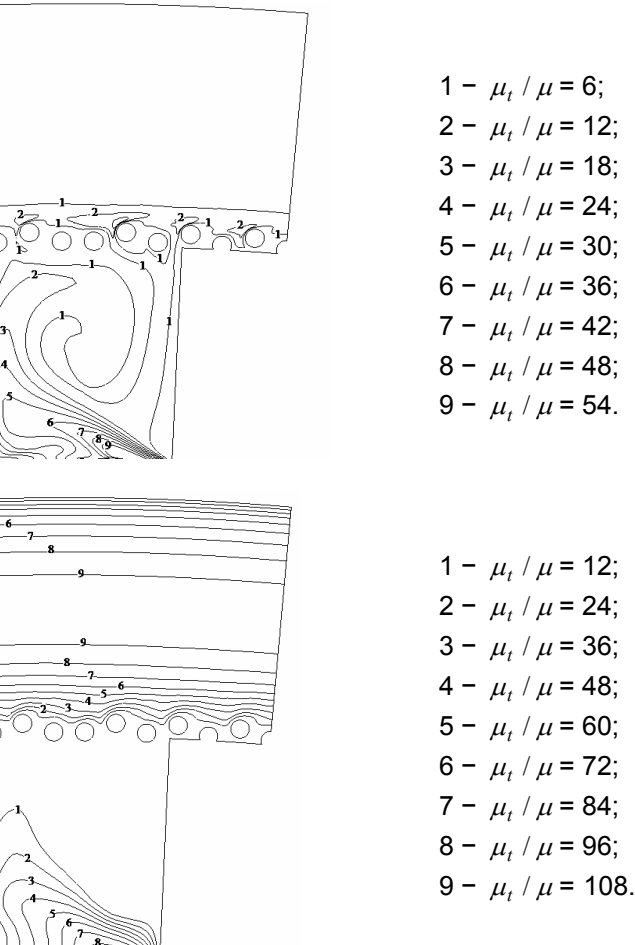


Рис. 6. Изолинии отношения турбулентной и молекулярной вязкостей:
 а) модель Менгера; б) модель Спалларта–Алмареса.

Примечательным с точки зрения исследуемого вопроса является распределение интенсивности турбулентных пульсаций в области. Соответствующая картина в виде изолиний Tu представлена на рис.7. Как видно из приведенных данных, максимальная

интенсивность турбулентных пульсаций скорости имеет место у поверхности проволок сетки как раз в тех ячейках, сквозь которые (см. рис. 5а) отмечается интенсивный проток жидкости. Это подтверждает возможность локального возникновения за счет пульсационного движения такого соотношения составляющих относительной скорости жидкости в окрестности фильтроэлемента, при котором окружная компонента не имеет значительного преобладания над радиальной. А это, в свою очередь, объясняет ограниченный характер гидродинамического эффекта очистки жидкостей ротационными фильтрами.

Выводы

Полученное численное решение уравнений движения несжимаемой жидкости позволило выполнить непосредственное моделирование переходных течений жидкости в области, представляющей собой периодический фрагмент поперечного сечения вращающегося сетчатого фильтроэлемента ротационного фильтра. При этом рассматривались нестационарное ламинарное течение и стационарное турбулентное течение во вращающейся системе координат. Для турбулентных течений было проведено сопоставление результатов, полученных с применением двух дифференциальных моделей турбулентности – SST $k-\omega$ (модели Ментера) и Спалларта–Алмареса. При этом сделан вывод, что при хорошем согласовании результатов расчета в тех подобластях, где имеет место отрывной и циркуляционный характер течения, в значительной части области над сеткой более достоверные результаты дает модель Ментера, которая и рекомендуется для дальнейшего использования.

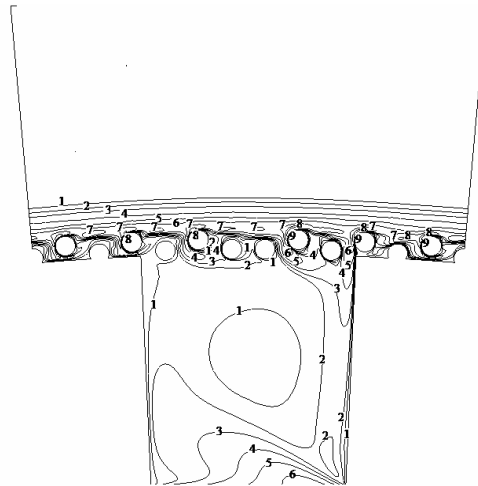


Рис. 7. Изолинии интенсивности турбулентности: 1– $Tu = 1.5$; 2– $Tu = 3$; 3– $Tu = 4.5$; 4– $Tu = 6$; 5– $Tu = 7.5$; 6– $Tu = 9$; 7– $Tu = 10.5$; 8– $Tu = 12$; 9– $Tu = 13.5$.

Выполненные исследования показывают, что наиболее вероятной причиной ограниченного проявления гидродинамического эффекта очистки жидкости от частиц примесей является отрывной характер обтекания проволок фильтрующей сетки и взаимодействие образующихся при этом вихрей с крупными вихрями, обусловленными циркуляционным течением в отверстии фильтроэлемента. В результате такого взаимодействия мелкие оторвавшиеся и присоединенные вихри загромождают большую часть ячеек фильтрующей сетки, вызывая тем самым значительное локальное повышение скорости потока жидкости через сетку. Кроме этого, пульсационное движение, обусловленное

эволюцией вихревых структур, приводит в определенные моменты времени к резкому уменьшению относительной окружной скорости жидкости вблизи поверхности фильтрующего элемента. Названные факторы приводят к тому, что локальные значения отношения окружной и радиальной компонент относительной скорости жидкости вблизи фильтрующей поверхности становятся недостаточными для обеспечения требуемой эффективности гидродинамической очистки.

Задачей дальнейших исследований в данном направлении является расчетное обоснование оптимальной конструкции вращающегося фильтрующего элемента, которая обеспечивала бы более равномерное распределение радиальной скорости вдоль фильтрующей поверхности и меньшую интенсивность пульсационного движения в ее непосредственной близости.

Л и т е р а т у р а

1. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. – М.: Недра, 1986. – 232 с.
2. Мочалин Е.В. Исследование движения взвешенных частиц вблизи вращающегося отсасывающегося отсасывающего цилиндра// Промислова гідравліка і пневматика. – №2(8). – 2005. – С. 81-85.
3. Соу С. Гидромеханика многофазных систем. – М.: Мир, 1971. – 536 с.
4. Мочалин Е.В., Петренко А.В., Кривошея П.Н., Иванова Е.О. Исследование эффективности тонкой очистки жидкостей ротационными фильтрами// Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. Вып. 20 – Алчевск: ДонГТУ, 2006. – С 292 – 304.
5. Мочалин Е.В., Мочалина И.Г. Численный анализ устойчивости осесимметричных течений жидкости на основе метода конечных элементов//Вісник Східноукраїнського національного університету. – №10(92). – 2005. – С.149 – 156.
6. Мочалин Е.В. Гидродинамическая устойчивость в рабочей полости ротационного фильтра// Промислова гідравліка і пневматика. – №4(10). – 2005. – С. 50-54.
7. Бэтчелор Дж. Введение в динамику жидкости. – М.: Мир, 1973. – 758с.
8. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152с.
9. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1982. – 616с.
10. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics. – Berlin, Heidelberg, 1999. – 389p.
11. Leonard B.P. A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation// Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 1979. Vol.19. No1. – P.59 – 98.
12. Волков К.Н. Дискретизация конвективных потоков в уравнениях Навье – Стокса на основе разностных схем высокой разрешающей способности// Вычислительные методы и программирование. 2004. Т.5. – С.129 – 145.
13. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб:/Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392с.
14. Van Doormaal J.R., Raithby G.D. Enhancement of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow // Numer. Heat Transfer, 1984. Vol.7. No 2. – P.147 – 163.
15. Рхи С.М., Чоу У.Л. Численный расчет турбулентного обтекания профиля с отрывом у задней кромки // Аэрокосмическая техника, 1984. Т.2. №7. – С.33 – 43.
16. Hutchinson B. R., Raithby G. D. A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy // Numerical Heat Transfer, 1986. – No 9. – P. 511 – 537.
17. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1973.- 848 с.

С.В. Носко

«УПРАВЛЕНИЕ» ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ УСЛОВИЯМИ ВХОДА В ЗОНЕ ВПРЫСКА ЧЕРВЯЧНОЙ МАШИНЫ

Изложен подход к вопросам «управления» гидродинамическими условиями входа в реальные каналы технологического оборудования, позволяющий устранить застойные зоны и установить дополнительные потери энергии, обусловленные проявлением сил инерции в потоке. Рис. 4. Ист. 4.

Характер течения материала в рабочих органах промышленного оборудования во многом определяет выбор рационального режима их работы и часто определяет конструкцию данного типа оборудования, а следовательно и качество получаемых изделий.

Недостаток ряда конструкций узлов дозирования заключается в низком качестве расплава и получаемых изделий, что обусловлено неоднородностью температуры подготовленного к впрыску расплава из-за малой интенсивности его перемешивания и образования застойных зон.

Отличительной особенностью представленной конструкции [1] является то, что в узле дозирования червячной машины содержащей корпус 1 с соплом 3, червяк 2, обратный клапан 8 и размещенные в корпусе кольцевые камеры 9 термостатирования, по внутренней поверхности корпуса по обе стороны от обратного клапана выполнены кольцевые радиальные проточки 5 и 6, соединенные между собой продольными каналами 7. (рис. 1).

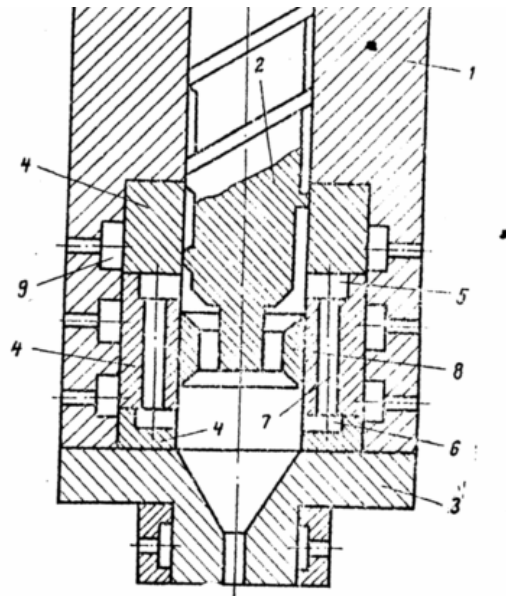


Рис. 1. Узел дозирования червячной машины.

Такое конструктивное решение позволяет при вращении червяка 2 поступать материалу через обратный клапан 8 и части его поступать через проточку 7, проточку 6 в зону впрыска в радиальном направлении, перпендикулярно основному потоку. В зоне впрыска происходит взаимодействие

основного потока смеси, проходящего через обратный клапан 8, с дополнительными, поступающими из проточки 6, интенсивное перемешивание и термостати-

рование смеси. По мере заполнения камеры впрыска червяк 2 под действием привода осевого перемещения (на чертеже не показан) перемещается в осевом направлении и своей концевой конической частью запирает обратный клапан 8. при таком положении червяка 2 материал подается в зону впрыска только в радиальном направлении через проточку 5 и 6, и каналы 7. Происходит окончательное перемешивание, гомогенизация смеси и устранение застойных зон в потоке материала.

Таким образом, кроме рассмотренных процессов течения среды, дополнительный подвод («вдув») материала в область зоны впрыска, создает гидродинамические условия входа в цилиндрический канал узла, являющимся гидродинамическим начальным участком расположенным после местного сопротивления.

Для проверки справедливости описанных выше конструктивных решений обеспечивающих устранение застойных зон и как следствие температурной неоднородности материала были проведены аналитические и экспериментальные исследования нестабилизированного течения.

Наиболее действенным способом регулирования гидродинамическими характеристиками потока, в области местного сопротивления, является подвод дополнительного расхода жидкости «вдува». Картина течения жидкости при «вдуве» в канале экспериментального стенда показана на рис. 2.

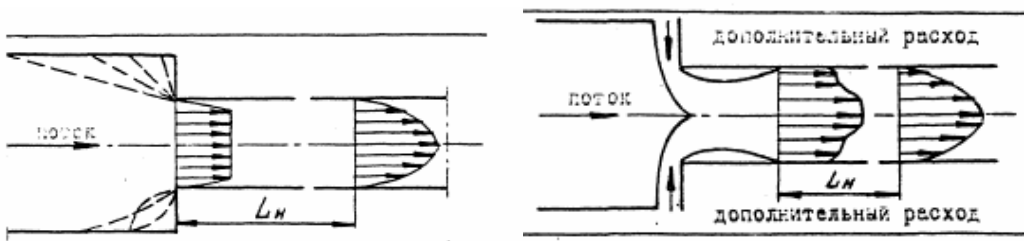


Рис. 2. Картина течения в области внезапного сужения при дополнительном подводе жидкости.

При «вдуве» представляется возможность значительной степени изменять условия течения на входе в узкую часть канала (начальный участок, следующий за внезапным сужением), что влечет за собой перераспределение давления по длине канала. Участок, расположенный за сечением сужения, характерен также наличием вторичных течений, «кольцевой изолированной полостью», образованной сжатием потока за счет действия центробежных сил. На рис. 3 показано распределение давления по длине канала.

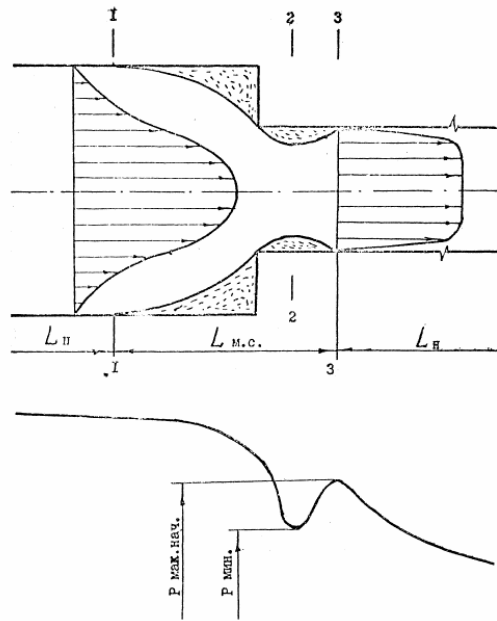
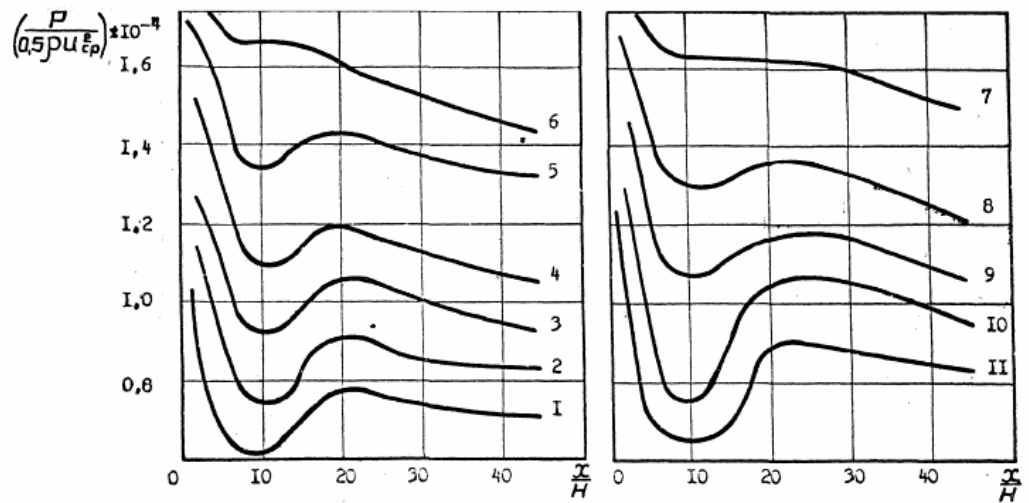


Рис. 3. Распределение давления по длине канала.

Экспериментальное исследование поля давлений в области внезапного сужения с отношением площадей сечений ($S_1/S_2 = 2$) и на участке инерционного течения за сечением внезапного сужения показали, что зависимость между критерием Эйлера E_i и безразмерной длиной канала X/H имеет характер, соответствующий кривой 1 и 11 на рис. 4, а.



а)

б)

Рис. 4. Распределение давлений по длине канала за внезапным сужением при соотношениях дополнительного и основного потоков жидкости $Q_{доп}/Q_{осн}$:
 1, 11 – 0; 2 – 0,05; 3 – 0,05; 4, 9 – 0,13; 5 – 0,23; 6 – 0,26; 7 – 0,24;
 8 – 0,19; 10 – 0,06.

Таким образом от «давления разряжения» P_{\min} зависит максимальное давление на входе в гидродинамический начальный участок и характер пьезометрической линии на нем.

3

В области чисел Рейнольдса, изменяющихся от 10^3 до 10^5 , при отношении $Q_{\text{доп}}/Q_{\text{осн}}$, 0,16-0,26, в канале за внезапным сужением аномальные давления рассматриваемой кривой с экстремумом P_{\min} отсутствует. И, как показали экспериментальные данные, в этих условиях течения, форма эпюры скоростей во входном сечении начального участка близка к прямоугольной.

Значение давления P_{\min} , как функции отношений $Q_{\text{доп}}/Q_{\text{осн}}$ можно определить следующим выражением

$$\frac{P_{\min}}{P_0} = \left(1 + \frac{Q_{\text{доп}}}{Q_{\text{осн}}}\right)^{f^*(Re)} \quad (1)$$

где P_0 - гидростатическое давление во входном сечении гидродинамического начального участка; $f^*(Re)$ - показатель степени, зависящий от числа Рейнольдса Re .

Потери давления на гидродинамическом начальном участке определяются [2]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{ин}} = \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{см}} + \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}} \quad (2)$$

где $\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{см}}$ - потери энергии для стабилизированного течения; $\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}}$ - потери энергии, связанные со структурой исследуемого потока.

Значение величины $\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}}$ при $x = L_H$ (длина начального участка), определялись в результате экспериментальных исследований. Полученные экспериментальные данные позволяют судить о зависимости потерь давления от дополнительного расхода жидкости «вдува».

Выразив величину $\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}}$ через поперечную составляющую скорости потока U_Y на участке инерционного течения зависимостью вида

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}} = \rho U_Y \frac{\partial}{\partial Y} \left(\int_0^x \frac{\partial U_Y}{\partial Y} dx \right) \quad (3)$$

где ρ - плотность жидкости; величина $\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{доп}} \rightarrow 0$, при $X \rightarrow L_H$ также как и

значение поперечной скорости U_Y . Следовательно, турбулентное течение на гидродинамическом начальном участке канала можно описать дифференциальным уравнением

$$\rho \frac{\partial U_x}{2 \partial x} = \lambda \rho \frac{U_{xcp}}{2H} + \mu \left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

где λ - коэффициент трения; μ - динамическая вязкость жидкости.

Вводя обозначение $N^* = \frac{\mu}{\rho U_x}$, $M^* = \lambda \frac{U_{cp}^2}{H}$ и считая что $\left| \frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} \right| \ll \left| \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \right|$

преобразуем дифференциальное уравнение (4) к виду

$$\frac{\partial U_x^2}{\partial x} = N^* \frac{\partial^2 U_x^2}{\partial y^2} + M^* \quad (5)$$

Предположим, что U_x^2 является произведением функций $\varphi^*(y)$ и $\psi^*(x)$, то есть $U_x^2(x, y) = \varphi^*(y) \cdot \psi^*(x)$ и $(Q_{дон}/Q_{осн}) > 0,16$ (профиль скорости на входе прямоугольный). Следовательно уравнение (5) можно проинтегрировать в пределах изменения x от 0 до L_H

$$U_x^2 - (U_x^2)_{x=0} - \lambda x \frac{U_{cp}^2}{H} = \partial^2 U_x^2 N^* \int_0^{L_H} \psi^*(x) \frac{\partial x}{\partial y^2} \psi(x) \quad (6)$$

Для определения интеграла, стоящего в правой части уравнения (6) используем уравнение неразрывности среды и введем новые переменные

$$\varepsilon(x) = \frac{\int_0^{L_H} \psi^*(x) dx}{\psi^*(x)} \quad (7)$$

$$i^2(x) = \sqrt{\frac{1}{N^* \varepsilon(x)}} \quad (8)$$

$$U_x^2(x, y) - U_y^2(x) = U_x^2(x, y) - U_{cp}^2 \left(1 - \frac{\lambda L_H}{H} \right) \quad (9)$$

В дальнейшем преобразуем уравнение (6) с учетом принятых переменных (7), (8) и (9) к следующему виду

$$\frac{d^2}{d^2 y} (U_y^2 - U_x^2) + i^2(x) \cdot (U_y^2 - U_x^2) = 0 \quad (10)$$

или

$$Z'' - i^2(x)Z = 0 \quad (11)$$

$$\text{если } Z = U_y^2 - U_x^2 \text{ и } -dU_x^2 = dZ$$

Согласно [4], дифференциальное уравнение (11) имеет общее решение, которое можно представить следующим образом

$$Z \begin{cases} q_1 \operatorname{ch} |i(x) + q_2 \operatorname{sh} y| \cdot i(x), & \text{при } i(x) < 0 \\ q_1 + q_2 y, & \text{при } i(x) = 0 \\ q_1 \cos y \cdot i(x) + q_2 \sin y \cdot i(x), & \text{при } i(x) > 0 \end{cases} \quad (12)$$

где q_1 и q_2 - коэффициенты, принимающие чисельное значение.

Учитывая, что $i(x)$ в данном представлении величина положительная, то согласно выражению (12), получим

$$U_x(x, y) = U_{cp} \left[\left(1 + \frac{\lambda x}{H} \right) - (q_1 \cos y \cdot i(x) + q_2 \sin y \cdot i(x)) \right] \quad (13)$$

причем значения q_1 , q_2 и $i(x)$ могут быть получены из уравнения неразрывности потока и краевых условий.

Условия неразрывности среды для течения вязкой жидкости в прямоугольном канале запишем в виде

$$\int_0^{2H} (U_{cp} \cdot U_x) dy = 0. \quad (14)$$

Таким образом, коэффициент $q_2 = 0$ и это говорит о том, что эпюра продольной скорости для гидродинамического начального участка окончательно может быть представлена

$$U_x(x, y) = U_{max} \cdot [1 - q_1^2 \cos i(x) \cdot y]^{0.5}. \quad (15)$$

Используя выражение (8) и (9) получим следующее выражение

$$\frac{U_{cp.}^2}{U_{max.}^2} = \frac{1}{1 - \frac{\lambda L_H}{D_{пр}}}, \quad (16)$$

где $D_{пр}$ - приведенный диаметр канала

Проведенный выше анализ дает возможность описать рассматриваемую картину течения вязкой жидкости. Используя уравнение неразрывности среды и зависимость (13) или (15) можно аналитическим путем получить зависимость для поперечной составляющей осредненной скорости, а применив выражение (3) и для дополнительных потерь давления на начальном участке.

Выводы. Получение решения позволяют учитывать влияние гидродинамических условий входа в канал на процесс развития поля скоростей и давлений на начальном участке. Установлены причины приводящие к дополнительным потерям энергии, обусловленные проявлением инерционных сил в потоке. Вопросы «управление» условиями входа в канал нашли практическое применение при разработке рационального режима работы узла впрыска червячной машины.

Список литературы

1. А.с.712255 СССР. М.Кл². В 29Ф 1/04. Узел дозирования червячной машины / Яхно О. М., Носко С.В. (СССР). Заявил. 21.06.78. Оpubл. 30.01.08. Бюл. №4.
2. Яхно О.М., Носко С.В., Онищенко И.Е. Исследование факторов, влияющих на длину гидродинамического начального участка. - «Известия ВУЗов. Машиностроение», 1981, №2, с. 72-75.
3. Яхно О.М., Носко С.В. Влияние условий входа на ламинарное течение вязкой жидкости в начальном участке канала. «Гидравлика и гидротехника», 1980, вып. 31, с 12-14.
4. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. Москва, «Наука», 1971, с. 320.

А.А. Приходько, А.В. Сохацкий,
О.Б. Полевой, А.В. Мендрий

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ И ФИЗИЧЕСКИЙ ЭКСПЕРИМЕНТ С МОДЕЛЬЮ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Разработаны методики расчета аэродинамических характеристик магнито левитирующего транспортного средства на основе метода дискретных вихрей и уравнений Навье - Стокса. Проведено анализ аэродинамических характеристик высокоскоростного транспортного средства на основе численного моделирования и экспериментального исследования в аэродинамической трубе.

Введение. Технологический и коммерческий успех высокоскоростных транспортных средств МАГЛЕВ, аналогично большинству аэрокосмических систем, во многом зависит от хорошей аэродинамической компоновки [1-4]. Определение аэродинамических нагрузок является одним из ключевых моментов при проектировании высокоскоростного транспортного средства (ВСНТ), поскольку при высоких скоростях движения на преодоление сопротивления воздуха приходится от 70% до 90% общих энергетических затрат. Также, представляет интерес создание дополнительной подъемной силы на основе крыльевой компоновки вагона.

1. Экспериментальное моделирование аэродинамики ВСНТ

Основной проблемой является адекватное воспроизводство эффектов обтекания движущегося тела вблизи твердой поверхности (экрана). В реальном случае в зазоре между экраном и моделью транспортного аппарата должно быть течение газа, зависящее от их относительного движения. Для моделирования эффекта земли в аэродинамической трубе Т-4 Харьковского авиационного института проведены экспериментальные исследования модели транспортного средства (рис.1) с использованием метода неподвижной путевой структуры.

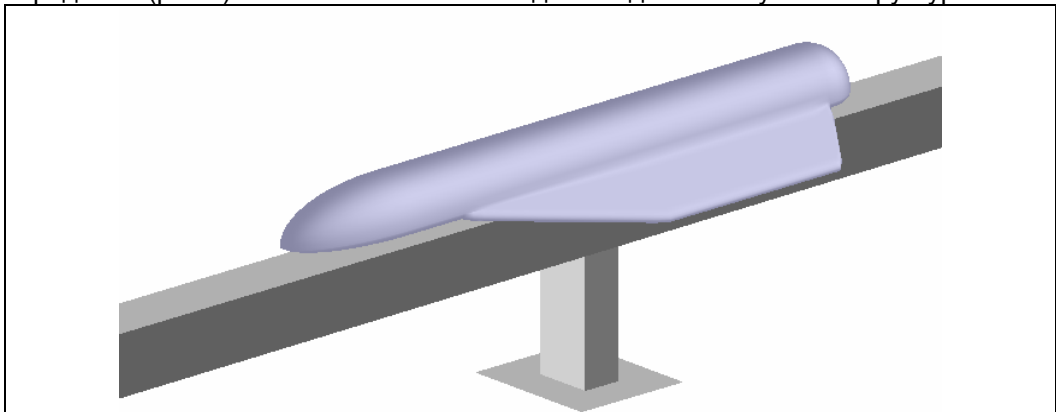


Рис. 1. Концептуальная форма ВСНТ МАГЛЕВ «Трансмаг», разработанная в Институте транспортных систем и технологий Национальной академии наук Украины

На рис. 2 показана полученная зависимость величин коэффициента подъемной силы, лобового сопротивления и момента тангажа от угла атаки. При увеличении угла атаки наблюдается нелинейная зависимость исследуемых параметров от угла атаки. Проведенные экспериментальные исследования аэродинамических характеристик транспортного средства на сверхпроводящих магнитах показали целесообразность использования крыльевой схемы.

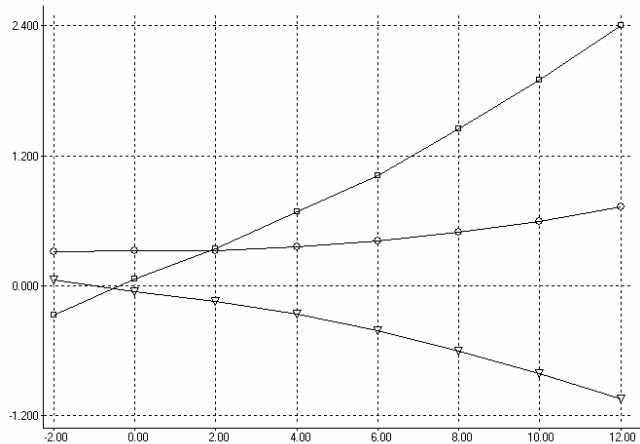


Рис. 2. Зависимость коэффициентов лобового сопротивления (о), подъемной силы (o), момента тангажа от угла атаки (Δ)

Опыт проведения экспериментальных исследований свидетельствует, что на их результаты влияет не только способ моделирования, но и геометрические, кинематические и динамические параметры установок. Проведенный анализ показывает, что, к сожалению, ни один из существующих методов околоэкранный моделирования обтекания тел в аэродинамической трубе не позволяет полностью отобразить натурный эксперимент. Кроме того, для физического моделирования характерны большие технические сложности и дороговизна эксперимента. Данные исследовательских измерений во многих случаях носят очень ограниченный характер.

Для определения АДХ МАГЛЕВ транспорта, понимания механизмов обтекания необходим комплексный подход, использующий как физический эксперимент, так и математическое моделирование. Такой подход позволит точнее интерпретировать (переносить) данные по полям скоростей и давления, интегральным характеристикам, полученные для модели вблизи экрана, на реальное транспортное средство.

2. Численное моделирование аэродинамики ВСНТ

Метод дискретных вихрей. Для определения аэродинамических характеристик крыла высокоскоростного транспортного средства использовался метод дискретных вихрей. В методе дискретных вихрей задача Неймана для уравнений Лапласа сводилась к численному решению граничного сингулярного интегрального уравнения

$$\frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial n_{M_0}} \sum_{i=1}^m \int_{\sigma_i} \frac{\partial}{\partial n_M} \left(\frac{1}{r_{MM_0}} \right) g_i(M, t) d\sigma_{i,M} = f(M_0, t), \quad (1)$$

где $f(M_0, t)$ - функция потенциала двойного слоя, σ_i - i -я вихревая поверхность, $g_i(M, t)$ - плотность потенциала двойного слоя, m - количество рассматриваемых поверхностей. Реализация метода дискретных вихрей состоит в замене непрерывного вихревого слоя дискретными вихревыми структурами. Для крыла конечного размаха используются присоединенные и свободные вихревые рамки.

Решение нестационарной задачи аэродинамики для системы сингулярных уравнений сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений на каждом шаг по времени. Распределение давления на поверхности крыла определяется с помощью интеграла Коши - Лагранжа.

Уравнения Навье - Стокса. Нестационарные уравнения Навье - Стокса сжимаемого газа записываются в векторной интегральной форме:

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{1}{V} \oint_{\Omega} (\mathbf{F} \cdot \hat{\mathbf{n}} - \mathbf{F}_v \cdot \hat{\mathbf{n}}) d\Omega = 0, \quad (2)$$

где V – объем ячейки, S – площадь ее поверхности. Векторы состояния \mathbf{q} , вектор конвективного $\mathbf{F} \cdot \mathbf{n}$ и диффузионного $\mathbf{F}_v \cdot \mathbf{n}$ потока в приближении тонкого слоя. Для расчета конвективных слагаемых в уравнении (2) применяется методика расщепления вектора потока

$$\oint_{\Omega} \mathbf{F} \cdot \hat{\mathbf{n}} d\Omega = \sum_{i=1}^{i=4} [\hat{\mathbf{F}}^+(q_i^-) + \hat{\mathbf{F}}^-(q_i^+)] \Omega_i, \quad (3)$$

Здесь $\hat{\mathbf{F}}^{\pm}(\mathbf{q}^{\mp})$ представляет собой конвективные потоки через грани ячейки. В схеме первого порядка точности значения переменных принимаются постоянными в объемах, разделенных гранью. Для построения схемы более высокого порядка точности переменные экстраполируются на поверхности ячеек с применением специальных интерполяционных соотношений, придающих алгоритмам TVD свойства. Вязкие слагаемые аппроксимируются обычными центральными разностями. При построении дискретного аналога исходных уравнений невязка \mathbf{R} рассчитывается интегрированием методом трапеций через каждую грань контрольного объема.

Неявный алгоритм решения дискретной системы уравнений получаем с помощью разложения векторов потоков в ряд Тейлора:

$$[A]^n \{\Delta \mathbf{q}\}^n = \{\mathbf{R}\}^n, \quad (4)$$

где

$$[A]^n = \frac{S}{\Delta t} \mathbf{I} + \frac{\partial \mathbf{R}^n}{\partial \mathbf{q}}. \quad (5)$$

Система уравнений (4), (5) на каждом шаге по времени решается с помощью итераций Гаусса–Зейделя или методом сопряженных градиентов.

Реализация используемого подхода выполнена в рамках разработанного единого комплекса прикладных программ.

Результаты численных расчетов. Для тестирования численной методики реализации метода дискретных вихрей была решена задача обтекания крыла и профиля крыла, как вблизи земли, так и без ее влияния. Выполнены расчеты обтекания стреловидного крыла с размахом $\lambda=2$, стреловидностью по передней кромке $\chi=50^\circ$ и сужением $\eta=4$. На рис. 3 приводятся зависимости коэффициентов подъемной силы и момента тангажа от угла атаки для ряда расстояний от задней кромки корневой хорды крыла до земли. С приближением к земле коэффициент подъемной силы возрастает нелинейно. Анализ перепада давлений на поверхности крыла показывает, что с приближением до земли происходит перераспределение давления по поверхности крыла. На нижней части, крыла ближе к боковой задней кромке, график перепада давлений становится более полным. Это говорит о возрастании коэффициентов давления в этих частях крыла. В результате происходит возрастание подъемной силы и момента тангажа. С увеличением угла атаки и уменьшения расстояния до земли этот

прирост подъемной силы уменьшается вследствие отрыва потока с верхней части крыла. для различных углов атаки и расстояний до экрана приведены на рис. 3.

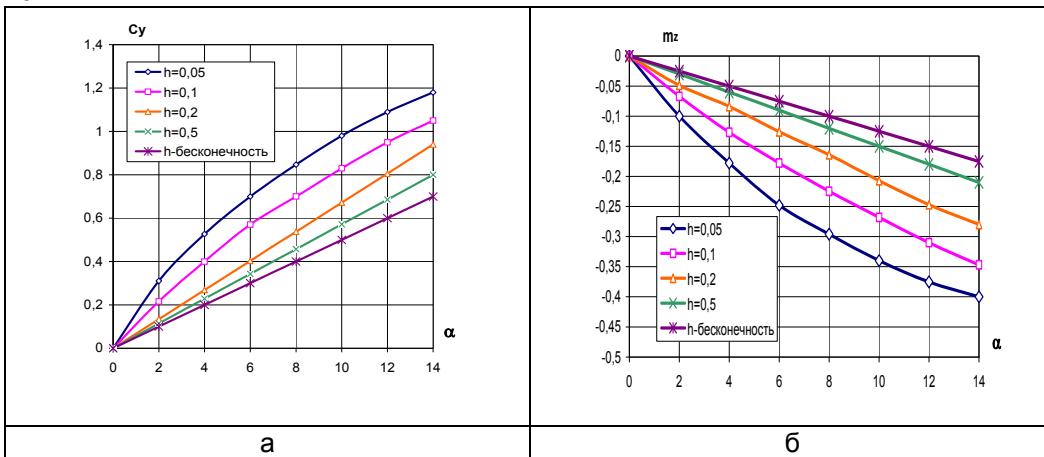


Рис. 3. Зависимость коэффициента подъемной силы и момента тангажа стреловидного крыла $\lambda=2$, $\chi=50^\circ$, $\eta=4$ от угла атаки вблизи земли методом дискретных вихрей

Таким образом, проведенные расчеты позволяют проанализировать тенденцию изменения несущих и моментных характеристик крыла вблизи земли с целью выбора оптимальных геометрических параметров крыла для обеспечения его приемлемых аэродинамических параметров.

Проведено численное исследование обтекание профиля транспортного средства вблизи путевой структур. При исследовании аэродинамических характеристик были выбраны две формы высокоскоростного транспортного средства типа «MLU» и «Трансмаг». Первое транспортное средство типа «MLU» имело клиновидную носовую и хвостовую часть и днище с изломом для создания конфузorno-дифузornoго эффекта. Второе транспортное средство типа «Трансмаг» имело самолетообразную форму и плоское днище. В процессе решения уравнений Навье–Стокса были получены поля давлений и декартовы компоненты вектора скорости, распределения давления и коэффициента трения на поверхности профилей высокоскоростных транспортных средств.

Были проведены параметрические исследования структуры течения вокруг двух компоновок ВСНТ. Первая из них (бескрыловая) соответствовала существующим типам магнотолервирующего транспорта типа «Transrapid» (Германия) и «MLX» (Япония). Вторая компоновка характеризовалась наличием крыла конечного размаха малого удлинения и соответствовала разработкам Института транспортных систем и технологий «Трансмаг». Расположение крыла имеет V-образную форму с отклонением крыла от горизонтальной плоскости, составляющем 36 градусов. Такая форма крыла позволяет, с одной стороны, усилить экраный эффект, и, с другой стороны, минимизировать потери аэродинамического качества.

Расчеты проводились для различных величин аэродинамического зазора $h/L=0.01, 0.1, 0.2, 0.5$ и изолированного тела ($h/L=\infty$). На рис. 4 приведены результаты расчетов при $h/L=0.1$.

Общая картина обтекания ВСНТ соответствует известным данным по обтеканию тел большого удлинения (ракеты, самолеты). Набегающий поток тормозится непосредственно перед фюзеляжем, затем происходит падение давления на носовой части и образование «плато» вдоль фюзеляжа. В донной области

давление вновь несколько увеличивается в результате интерференции потоков. Происходит нарастание пограничного слоя вдоль фюзеляжа и его отрыв в донной области.

При приближении корпуса ВСНТ к путевой структуре (уменьшение аэродинамического зазора h/L) поле течения начинает меняться. Внешняя часть остается практически неизменной, но под днищем корпуса формируется струя воздуха с максимальной интенсивностью вблизи кормовой части. Такое расположение пика скорости потока в аэродинамическом зазоре объясняется нарастанием пограничного слоя на днище и путевой структуре, увеличением его толщины вытеснения и, соответственно, уменьшением эффективного проходного сечения аэродинамического зазора.

Общая интенсивность течения в зазоре между корпусом ВСНТ и путевой структурой существенно зависит от формы носовой части. «Приподнятая» самолетообразная форма способствует захвату массы воздуха в зазор, усилению струйного течения под днищем, что приводит к падению давления на нижней части фюзеляжа и появлению отрицательной вертикальной аэродинамической силы. Другими словами, вместо подъемной силы возникает дополнительная прижимная сила, противодействующая магнитному подвесу. В этой связи необходимо в дальнейшем дополнительное исследование влияния формы носовой и кормовой частей на аэродинамические характеристики ВСНТ.

Включение крыльев в компоновку ВСНТ позволяет не только компенсировать отрицательную прижимную силу, но и создать положительную подъемную силу, сопоставимую по величине с силами магнитного подвеса. Такой эффект может позволить разработать в дальнейшем проект воздушнoleвитурующего ВСНТ с магнитным линейным двигателем.

В то же время выбор профиля крыла и его расположения на фюзеляже представляет отдельную задачу. В рассматриваемой компоновке крылья были несколько смещены к корме для компенсации неблагоприятного момента тангажа, возникающего при обтекании бескрылового типа ВСНТ. Это, свою очередь привело к дополнительной интенсификации струйного течения в зазоре и образованию мощных вихревых структур в донной области (рис. 4).

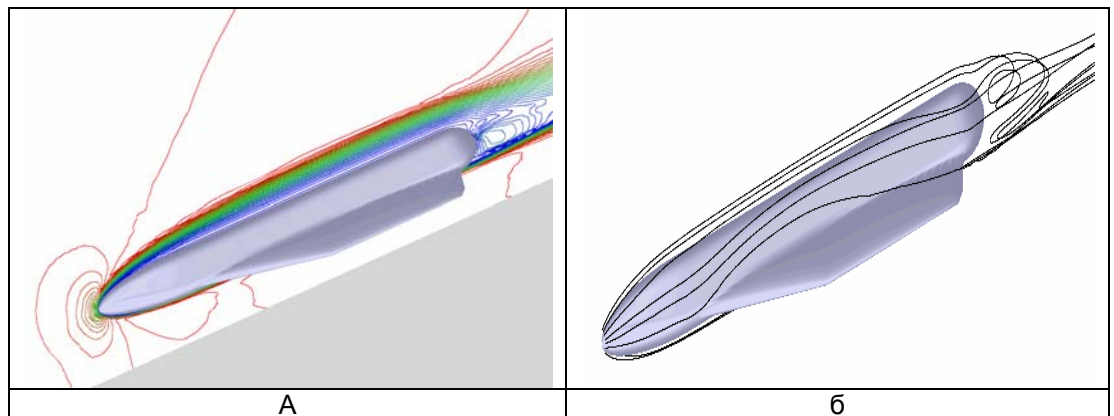


Рис. 4. Распределение изолиний чисел Маха а, векторов скорости, давления на поверхности б и пространственных линий тока в возле ВСНТ крыльевой компоновки вблизи экрана

Выводы

- Разработаны методики, алгоритмы и программы расчета аэродинамических характеристик магнито-левитирующих транспортных средств на основе метода дискретных вихрей и уравнений Навье - Стокса.
- На основе анализа аэродинамических форм современных высокоскоростных транспортных средств предложено использование самолетообразной формы с трапецеидальным стреловидным крылом малого удлинения для проектирования перспективных магнито-левитирующих транспортных средств.

Литература

1. Приходько А.А. Сохацкий А.В. Математическое и экспериментальное моделирование аэродинамики транспортных систем вблизи земли. - Днепропетровск: Наука и образование, 1998. - 154с.
2. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидромеханике и тепломассообмене. - Киев: Наукова думка, 2003. - 382 с.
3. Prykhodko O.A., Polevoy O.B., Mendriy A.V. On the Calculation of Aerodynamic Characteristics of High-Speed Ground Vehicles on the Base of Three-Dimensional Navier-Stokes Equations //Proceedings of 18th International Conference on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives. China, Shanghai, 25-29 October 2004.- P. 575-583.
4. Prykhodko O., Sokhatsky A. On the aerodynamic calculation of high-speed ground transport vehicles // 17th international conference on magnetically levitated systems and linear drives. Swiss Federal Institute of technology.- Lausanne, 2002. N PP05201. - 11 pp

УДК 621.646.4

Ю.Н. Рыкунич, Я.Б. Федоричко, Г.И. Зайончковский

ВЫБОР ЗАПАСОВ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МЕТОДА

Рассматриваются пути повышения эффективности работ по созданию новых конструкций электромагнитных клапанов с использованием энергетических критериев. Рис. 2. Ист. 5.

Актуальность исследований

Как показывает накопленный опыт разработки и эксплуатации клапанов с электромагнитным приводом, которые широко используются в изделиях авиакосмической техники, до 30% их отказов связано с усталостными разрушениями, в частности, с разрушениями стержневых элементов клапана – штоков [1, 2]. Это говорит об определенных просчетах при выборе запасов работоспособности клапана при проектировании и об актуальности работ, направленных на научное обоснование выбора запасов работоспособности клапанов данного типа.

Цель исследований

Цель настоящих исследований является разработка научно обоснованных рекомендаций по обеспечению работоспособности клапанов с электромагнитным приводом в течение установленного ресурса.

Результаты исследований

В качестве объекта исследований был выбран пневматический клапан с электромагнитным приводом типа ДТВ (двухпозиционный толкающе-втягивающий), широко используемый в изделиях космической техники вследствие малости потребляемой энергии (рис. 1).

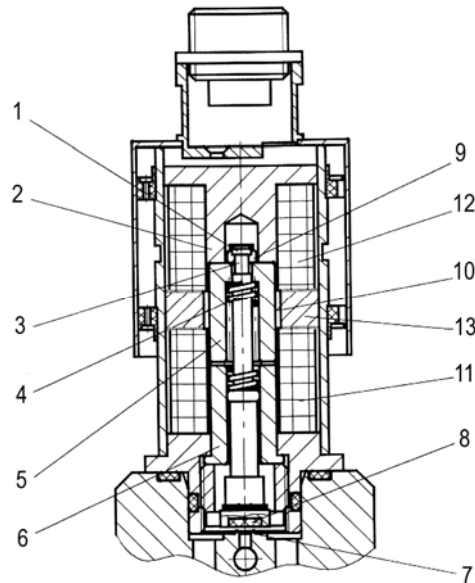


Рис. 1. Конструктивная схема клапана с двухпозиционным электромагнитным приводом:
 1 – головка штока; 2 – корпус электромагнита; 3 – шейка штока; 4 – буферная пружина; 5 – ползун (якорь); 6 – нижний стоп; 7 – седло; 8 – золотник; 9 – стопорная шайба; 10 – трубка разделительная; 11 – обмотка закрытия; 12 – обмотка открытия; 13 – постоянный магнит

Работа клапана осуществляется образом.

В открытом положении золотник 8 удерживается около верхнего стопа корпуса электромагнита 2 силой магнитного потока постоянного магнита 13.

При подаче управляющего сигнала $U_{\text{закр}}$ на закрытие клапана ток в обмотке 11 создает силу притягивания в рабочем зазоре между ползуном 5 и нижним стопом 6 и ослабляет магнитный поток постоянного магнита 13. Под действием этих сил ползун с подвижной частью клапана переместится к нижнему стопу. Но, в силу того, что величина хода золотника меньше величины рабочего зазора, золотник сядет на седло 7, а ползун, продолжая перемещение, сожмет буферную пружину 4 на величину усилия герметизации, образовав некоторый зазор со стопорной шайбой 9. Рабочий зазор между ползуном и верхним стопом увеличится, а между ползуном и нижним стопом уменьшится. Вследствие этого магнитный поток постоянного магнита переводится к нижнему стопу. При снятии сигнала $U_{\text{закр}}$ подвижная часть клапана будет удерживать в нижнем (закрытом) положении золотник 8, прижатый к седлу 7.

При подаче управляющего сигнала $U_{\text{откр}}$ на открытие клапана ток в обмотке 12 создает силу притягивания в рабочем зазоре между ползуном 5 и верхним стопом корпуса электромагнита 2, ослабляя магнитный поток постоянного магнита 13. Под действием этих сил ползун, ударяя по стопорной шайбе 9, переместится к верхнему стопу и „оторвет” таким образом золотник от седла. Из-за того, что рабочий зазор между ползуном и верхним стопом уменьшился, а между

ползуном и нижним стопом увеличился, магнитный поток постоянного магнита переводится к верхнему стопу. При снятии сигнала $U_{\text{откр}}$ подвижная часть клапана будет удерживаться в верхнем (открытом) положении.

Исследования показали, что при срабатывании клапана имеют место следующие характерные процессы.

При открытии клапана (перемещении подвижной его части от седла) происходит:

- ударный циклический контакт ползуна 5 и шайбы 9, что приводит к выкрашиванию в результате усталости торцевых поверхностей контакта и изменению относительного положения деталей 5 и 9;

- циклическое приложение распределенного импульсного усилия, нормального к плоскости контакта шайбы и головки штока, который приводит к изменению формы деталей 9 и 3 в результате накопления односторонних пластических деформаций, изменения взаимного положения деталей и накопления микроповреждений в материале шейки штока 3;

- ударный циклический контакт ползуна 5 и верхнего стопа 2, что приводит к деградации макрорельефа поверхностей контакта деталей 5 и 2.

При закрытии клапана (перемещении подвижной его части к седлу) происходит:

- ударный циклический контакт золотника 8 и седла 7, что приводит к деградации макрорельефа поверхностей уплотнения на золотнике;

- ударный циклический контакт ползуна 5 и нижнего стопа 6, что приводит к деградации торцевых поверхностей контакта деталей 5 и 6.

Кроме того, в процессе возвратно-поступательного движения подвижной части клапана имеет место процесс износа цилиндрических поверхностей ползуна 5 и распределительной трубки 10. Вследствие этого происходит постепенная деградация микрорельефа поверхностей трения и увеличения сил трения.

При определенной наработке клапана происходит разрушение шейки штока 3.

Проведенные исследования также показали, что имеется определенная связь между наработкой клапана до отказа T_0 вследствие усталостного разрушения шейки штока и величиной суммарной удельной кинетической энергии подвижной системы (ПС) клапана $W_{\text{ПС}}$. С целью уточнения этой связи были проведены специальные ресурсные испытания клапанов различного наименования, имеющие электромагнитный привод типа ДТВ. Изделия подвергались действию эксплуатационных нагрузок до утраты работоспособного состояния.

Величина суммарной удельной кинетической энергии перемещения подвижной системы клапана рассчитывалась следующим образом:

$$W_{\text{ПС}} = \sum_0^{t_i} \frac{K}{S} = \sum_0^{t_i} \left(\frac{mV_{\text{ПС}}^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{S}, \quad (1)$$

где: $W_{\text{ПС}}$ – суммарная удельная кинетическая энергия перемещения ПС при открытии клапана; K – кинетическая энергия ПС за один цикл срабатывания при открытии клапана; S – площадь поперечного сечения детали, воспринимающей ударное усилие; m – масса подвижной системы; $V_{\text{ПС}}$ – скорость перемещения ПС при открытии клапана; t_i – наработка клапана в циклах до отказа вследствие усталостного разрушения детали.

Кинетическая энергия ПС рассчитывалась с учетом допущения, что скорость подвижной системы в момент удара $V_{ПС}$ равна средней скорости перемещения ПС, т. е.

$$V_{ПС} = \frac{h}{\tau_0}, \quad (2)$$

где: h – путь перемещения ПС (ход клапана); τ_0 – время перемещения ПС при открытии клапана (определялась экспериментально).

По результатам специальных ресурсных испытаний изделий-аналогов, у которых стержневые элементы были изготовлены из одного и того же материала, была получена эмпирическая зависимость $(T_0)_{\min} = f(W_{ПС})$ (рис. 2).

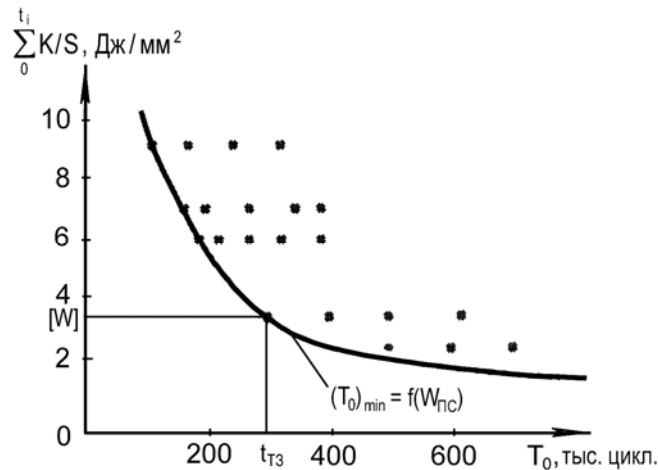


Рис. 2. Результаты ресурсных испытаний клапанов с электромагнитным приводом типа ДТВ до разрушения стержневого элемента подвижной системы

На каждом уровне значений $W_{ПС}$ значения T_0 имеют естественное рассеивание. Если точки, соответствующие минимальным значениям T_0 , соединить кривой, то получим график эмпирической функции $(T_0)_{\min} = f(W_{ПС})$.

Полученная кривая характеризует предельно допустимый уровень суммарной удельной кинетической энергии перемещения ПС, превышение которого может привести к усталостному разрушению штока клапана.

Условие работоспособности клапана в течение заданной в соответствии с техническим заданием (ТЗ) наработки $t_{ТЗ}$ выражается следующим неравенством:

$$W_t \leq [W] \quad \text{или} \quad [W] - W_t = Z > 0, \quad (3)$$

где W_t – суммарная удельная кинетическая энергия ПС, определенная по времени ее перемещения на открытие клапана; $[W]$ – предельно допустимый уровень кинетической энергии ПС, определенной по данным экспериментов для рассматриваемого конструкционного материала.

Если в качестве критерия вероятности безотказной работы (ВБР) изделия принять вероятность неразрушения штока, то оценка ВБР проектируемого клапана может быть представлена следующим выражением:

$$P(t) = \text{Вер}\{W_t \leq [W]\}.$$

С точностью, допустимой для этапа проектирования, можно предположить, что величины W_t и $[W]$ имеют нормальное распределение, тогда $P(t)$ может быть оценена с использованием известных уравнений связи

$$P(t) = F(u), \quad (4)$$

где u – квантиль нормированного нормального распределения, определяемого по формуле

$$u = \frac{[W] - \bar{W}_t}{\sqrt{S_{[W]}^2 + S_{W_t}^2}}, \quad (5)$$

где $[W]$ и \bar{W}_t – математическое ожидания величин W_t и $[W]$; $S_{[W]}$ и S_{W_t} – среднее квадратичное отклонение величин W_t и $[W]$.

Введем обозначения:

$$\frac{[W]}{W_t} = \eta; \quad (6)$$

$$\frac{S_{[W]}}{[W]} = \nu_{[W]}; \quad \frac{S_{W_t}}{W_t} = \nu_{W_t}, \quad (7)$$

где η – запас работоспособности изделия по кинетической энергии перемещения ПС; $\nu_{[W]}$, ν_{W_t} – коэффициенты вариации величин W_t и $[W]$ соответственно.

Учитывая, что величины W_t и $[W]$ имеют одну и ту же физическую природу, а также общие методы оценки и измерения, для расчетов на этапе проектирования может быть принято допущение:

$$S_{[W]} = S_{W_t} = S_W. \quad (8)$$

Тогда, выражение (5) с учетом формул (6), (7) и (8) примет вид:

$$u = \frac{\eta - 1}{\nu_W \cdot \sqrt{2}}. \quad (9)$$

Требование ТЗ к величине ВБР проектируемого изделия может быть представлено в виде требования к квантилю соответствующего распределения, т. е.

$$u \geq [u]^{T3}, \quad (10)$$

где $[u]^{T3}$ – допустимая величина u , определяемая по таблицам функции нормального распределения в зависимости от $[P(t)]^{T3}$.

Подставив выражение (10) в формулу (9) и решив уравнение относительно η , получим:

$$\eta = 1,414 \cdot [u]^{T3} \cdot \nu_W + 1. \quad (11)$$

С учетом выражений (6) и (11) может быть определен уровень суммарной удельной кинетической энергии ПС W_t , который при требуемой наработке t_{T3} обеспечивает заданную техническим заданием вероятность неразрушения штока $P_{HP} = P(t)$:

$$W_t = \frac{[W]}{1,414 \cdot [u] \cdot \nu_W + 1}. \quad (12)$$

Оценка работоспособности проектируемого изделия с использованием энергетических критериев производится с использованием неравенства (14)

$$W_{PC} \leq W_t. \quad (13)$$

В том случае, если неравенство (13) не выполняется, должны быть разработаны меры по снижению уровня $W_{ПС}$.

Наиболее результативными могут быть следующие меры:

- уменьшение скорости перемещения подвижной системы $V_{ПС}$;
- увеличение площади поперечного сечения детали, воспринимающей ударный импульс;
- введение демпфирующего устройства в кинематическую цепочку ПС, передающую исполнительное усилие от электромагнитного привода.

Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Показана возможность применения энергетических критериев для оценки ресурсных возможностей клапанов с электромагнитным приводом.

2. Разработаны рекомендации по повышению запасов работоспособности клапана при проектировании, в том числе путем введения демпфирующего устройства в кинематическую цепочку подвижной системы клапана, передающую исполнительное усилие от электромагнитного привода.

Литература

1. Хильчевский В.В., Ситников А. Е., Ананьевский В.А. Надёжность трубопроводной пневмогидроаппаратуры. М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
2. Рикуніч Ю.М., Ситніков О.Є., Кучер О.Г., Зайончковський Г.Й. Прогнозування втомленості елементів конструкції електромагнітних клапанів при циклічному та імпульсному навантаженні // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – Суми: Вид. СумДУ, 2003, №3. – С. 38-48.
3. Ботвина Л.Р. Физические и механические критерии ударного разрушения. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2001, №8. – С. 56-63.
4. Зукас Д.Ж., Николас Т., Свифт Х.Ф., Грещук Л.Б., Куран Д.Р. Динамика удара. Перевод с английского. М.: Мир, 1985. – 296 с.
5. Ситніков О.Є., Кучер О.Г., Зайончковський Г.Й., Федорочко Я.Б. Оцінювання і прогнозування ресурсу пневматичних клапанів з електромагнітним приводом. // Промислова гідраліка і пневматика, 2003, №2. – С. 7-23.

УДК 62-753: 629.73

М.С. Свищенко

РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ УДОСКОНАЛЕНОГО ПАСИВНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ

Наведено результати розрахункових досліджень надійності удосконаленого гасителя пульсацій, проведених за допомогою методу структурних схем. Проведена оцінка точності зроблених розрахунків. Рис. 1. Табл. 1. Джер. 6.

Вступ

Однією з основних вимог, які пред'являються як до гідроагрегатів, так і до їх елементів є надійність. Зазвичай, параметри надійності вказані в технічній документації на гідроагрегат і впливають на його конкурентоспроможність та ціну. Як відмічено в [1], одним із шляхів підвищення експлуатаційних характеристик гідроагрегатів є зменшення шуму та вібрації, для чого і застосовуються гасителі пульсацій. Характеристики гасителів пульсацій враховуються також при визначенні характеристик гідроагрегатів. Таким чином, показники надійності гасителів пульсацій повинні враховуватися при визначенні

надійності гідроагрегату, основними показниками якої є імовірність безвідмовної роботи та довговічність.

1. Огляд літературних джерел

Проведений огляд доступної нам науково-технічної літератури дозволив встановити, що питання, пов'язані з розрахунком та експериментальним визначенням надійності гасителів пульсацій не знайшли в ній належного відображення. Так, в статті [2] розглянута надійність гідравлічного пасивного гасителя пульсацій. Розрахунковим шляхом встановлено, що його застосування в гідроагрегатах практично не зменшує надійність останніх. Однак, розглянутий в даній статті пасивний гаситель пульсацій має просту конструкцію, та не містить рухомих елементів, а отже його надійність не може, бути використана при розрахунку з гасителями складної конструкції надійності гідроагрегата. Запропонований нами удосконалений гаситель пульсацій має складну конструкцію та рухомі елементи [3]. Розрахунок надійності таких гасителів пульсацій або близько до нього по конструкції в доступних нам літературних джерелах не виявлено.

2. Завдання статті

Завданням даної статті є розрахунок імовірності безвідмовної роботи та напрацювання на відмову удосконаленого гасителя пульсацій.

3. Розрахунок імовірності безвідмовної роботи удосконаленого гасителя пульсацій

При розрахунку надійності удосконаленого гасителя пульсацій скористаємося методом структурних схем, для чого представимо його як систему елементів, для котрих можна визначити показники надійності.

Розподіл системи на елементи і вплив відмов елементів на надійність системи відображаються структурними схемами надійності, яка для удосконаленого гасителя пульсацій показана на рис. 1. Слід відмітити, що метод структурних схем застосовується для розрахунку надійності як імовірності раптових відмов за умови, що всі елементи системи є одиницями (тобто у елементах неможливі різні відмови одночасно) і відмови елементів незалежні. При цьому, основою структурної схеми є умовне зображення послідовних і паралельних з'єднань елементів, що виражають події безвідмовності їх дії [4].

Відмітимо що, тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність всієї системи й не завжди збігається з монтажним з'єднанням.

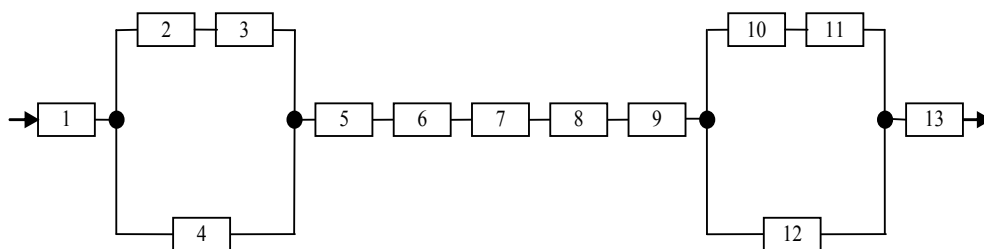


Рис.1. Структурна схема гасителя пульсацій:
1, 4, 12, 13 – трубопроводи; 2, 10 – сильфони; 3, 11 – пружини;
5, 9 – відгалуження; 6, 8 – камери; 7 – діафрагма

При послідовному з'єднанні елементів системи, вона безвідмовна в тому випадку, коли безвідмовні всі елементи, починаючи від 1 до n . Імовірність безвідмовної роботи послідовного з'єднання елементів, відповідно до теореми множення випадкових подій, дорівнює добутку імовірності появи всіх подій [4]:

$$P(t) = \prod_1^n P_i(t), \quad (1)$$

де $P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента; t – час роботи елемента.

При паралельному з'єднанні елементів системи, вона безвідмовна, якщо безвідмовні всі елементи системи або хоча б один з них. Відповідно до теореми додавання імовірностей, імовірність безвідмовної роботи при паралельному з'єднанні двох елементів [4] визначиться згідно рівняння:

$$P_A(t) = P_{A_1}(t) + P_{A_2}(t) - P_{A_1}(t) \cdot P_{A_2}(t), \quad (2)$$

де $P_{A_1}(t)$ і $P_{A_2}(t)$ відповідно імовірності безвідмовної роботи елемента A_1 і A_2 за час t .

Задаючись, що в період експлуатації інтенсивність відмов не залежить від часу, та виконується експоненціальний закон розподілу надійності, імовірність безвідмовної роботи розраховують за формулою:

$$P(t) = \exp(-\lambda t), \quad (3)$$

де λ – інтенсивність відмов елемента (блока).

У цьому випадку, при паралельному з'єднанні n елементів, імовірність безвідмовної роботи буде визначатися за формулою:

$$P(t) = \exp\left(-\sum_1^n \lambda_i t_i\right), \quad (4)$$

де $\lambda_i t_i$ – відповідно інтенсивність відмов та час справної роботи i -того елемента.

Аналіз залежності (4) показує, що надійність системи з послідовним з'єднанням елементів нижча від надійності менш надійного елемента. Чим складніше система, тим нижче її надійність при інших рівних умовах.

При паралельному з'єднанні елементів системи імовірність безвідмовної роботи визначатися за формулою:

$$P(t) = 1 - \prod_1^n [1 - \exp(-\lambda_i t_i)]. \quad (5)$$

З аналізу залежностей (4) і (5) видно, що надійність паралельного з'єднання елементів, при однаковій їх безвідмовності, вища, ніж надійність при послідовному з'єднанні елементів.

Для високонадійних елементів, коли справедлива нерівність $\lambda_i t_i \ll 1$ і $\exp(-\lambda t) = 1 - \lambda t$, замість залежності (5) може бути використана наступна залежність:

$$P(t) = 1 - \sum_1^n \lambda_i t_i. \quad (6)$$

З рівнянь (4) – (6) видно, що для розрахунку надійності будь-якої складної системи досить знати склад елементів, їх кількість, монтажне з'єднання та статичні характеристики показників надійності кожного окремо елемента. При цьому, дані про склад елементів знаходять з структурної схеми, а статичні дані показників надійності окремих елементів визначають на основі експлуатації даних, чи даних, наведених в літературних джерелах.

При розрахунку надійності удосконаленого гасителя пульсацій приймаємо, що всі елементи гасителя одновідмовні і відмови елементів незалежні. Вважаємо, що строк служби окремих елементів гасителя визначається експоненціальним законом розподілу.

Інтенсивність відмов окремих структурних елементів удосконаленого гасителя пульсацій брали з роботи [5] розраховували його надійність. Розрахунки проводимо при 10000 годин безвідмовної роботи гасителя.

Результати розрахунків наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Імовірність безвідмовної роботи удосконаленого пасивного гасителя пульсацій

Гідроапарат	$\lambda \cdot 10^{+6}$, 1/год			P(10000)		
	λ_{\min}	$\lambda_{\text{ср}}$	λ_{\max}	мін.	серед.	макс.
Сильфон	0,03	0,03	0,031	-	-	-
Пружина	0,009	0,22	0,42	-	-	-
Трубопровід	0,18	0,18	0,324	-	-	-
Відгалуження	0,03	0,03	0,031	-	-	-
Камера	0,18	0,18	0,324	-	-	-
Діафрагма	0,1	0,6	0,9	-	-	-
Вузол сильфон-пружина	-	-	-	1	0,998	0,996
Вузол трубопровід-сильфон	-	-	-	1	1	1
Гаситель пульсацій	-	-	-	0,983	0,986	0,987

Як видно з результатів розрахунку (табл. 1), удосконалений гаситель пульсацій є високонадійним елементом.

4. Оцінка точності проведених розрахунків надійності удосконаленого гасителя пульсацій

Під час проектування гідроапаратів розраховують їх показники надійності, які співставляють з їх очікуваними значеннями. При цьому, якщо потрібне значення того чи іншого показника не виходить за верхню межу інтервалу очікуваних значень, допускають, що прийняте технічне рішення гарантує забезпечення потрібного рівня безвідмовності. В іншому випадку, роблять висновок про необхідність перегляду конструктивного рішення гідроапарата, її спрощення, введення резерву і т. п. [6].

Таким чином, правомірність розв'язків обох видів, у значній мірі, залежить від того, наскільки коректно обґрунтовано максимально можливе із очікуваних значень показників надійності. Очевидно, що правильніше було б визначити це значення не за мінімальними чи максимальними інтенсивностями відмов елементів, а шляхом підсумовування середнього очікуваного значення показника безвідмовності гідроапарата в цілому з практично можливим відхиленням цього показника.

Будемо точність, знайденого приблизно, кількісного показника надійності, характеризувати дисперсією. Знайдемо аналітичний вираз для оцінки дисперсії імовірності безвідмовної роботи $P(t)$, виходячи з формули [6]:

$$P(t) = \exp\left(-t \sum_{i=1}^N n_i \lambda_i\right), \quad (7)$$

де N – кількість груп елементів, що використовують в гідроапаратах; n_i – кількість елементів i -тої групи; λ_i – супутня елементам i -тої групи усереднена інтенсивність їх відмов; t – час безперервної роботи, на протязі якого гідроапарат виходить з ладу.

Допустимо, що величини N , n_i та t відомі, так що похибка визначення імовірності безвідмовної роботи зумовлена лише неточним знанням інтенсивностей відмов конкретних елементів гасителя. Тоді за правилом знаходження повного диференціала для функції $Pf(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_i, \dots, \lambda_s)$

$$dP(t) = \sum_{i=1}^N \frac{\partial P(t)}{\partial \lambda_i} d\lambda_i = \left(-t \sum_{i=1}^N n_i \cdot d\lambda_i \right) \exp\left(-t \sum_{i=1}^N n_i \cdot \lambda_i \right), \quad (8)$$

або, після переходу від диференціалів $dP(t)$, $d\lambda_i$ до кінцевих приростів (точніше, до середньоквадратичних відхилень σ_p , σ_{λ_i}) отримали,

$$\sigma_p = \left(-t \sum_{i=1}^N n_i \cdot \sigma_{\lambda_i} \right) \exp\left(-t \sum_{i=1}^N n_i \cdot \lambda_i \right). \quad (9)$$

Базуючись на результатах співставляючого аналізу середніх (λ_i), мінімальних ($\lambda_{i \min}$) і максимальних ($\lambda_{i \max}$) окремих елементів (груп) і допускаючи, що діапазон практично можливих значень цих величин, розподілених нормально, дорівнює $(\lambda_{i \max} - \lambda_{i \min}) \cong 6\sigma_{\lambda_i}$, правомірно прийняти:

$$\sigma_{\lambda_i}^2 = k_i^2 \cdot \lambda_i^2, \quad (10)$$

$$\text{де } k_i = \frac{\lambda_{i \max} - \lambda_{i \min}}{6\lambda_i}.$$

За розрахунком середньоквадратичне відхилення імовірності безвідмовної роботи удосконаленого гасителя за 10000 годин $\sigma_p = 0,2292 \cdot 10^{-6}$.

Враховуючи (8) дисперсія імовірності безвідмовної роботи гасителя пульсацій може бути визначена за формулою:

$$\sigma_p^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^N n_i \cdot \sigma_{\lambda_i} \right) \exp\left(-2t \sum_{i=1}^N n_i \cdot \lambda_i \right). \quad (11)$$

За розрахунком дисперсія імовірності безвідмовної роботи гасителя пульсацій становить $\sigma_p^2 = 0,0511 \cdot 10^{-4}$.

Напрацювання на відмову удосконаленого гасителя пульсацій можна розрахувати за формулою [5] $T = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^N n_i \sigma_{\lambda_i} \right)}$.

За розрахунком напрацювання на відмову удосконаленого гасителя пульсацій становить $T=723589$ годин, що також свідчить про його високу надійність.

Висновки

Розрахунковим шляхом встановлено, що запропонований нами удосконалений гаситель пульсацій тиску є високо надійним елементом і його використання в гідроагрегатах практично не зменшує їх надійності.

Література

1. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980 – 156 с.
2. Дмитриенко О. В. Надежность преобразователей пульсаций // Вестник НТУУ “КПИ”. Машиностроение. Киев НТУУ “КПИ” 2000. – Т.1. вып. 38. – С. 154 – 157.
3. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. Заявка на винахід МПК. F16L 55/04. Андренко П. М., Білокінь І. І., Стеценко Ю. М., Свинаренко М. С. – № 200504242. Заявлено 04.05.2005.
4. Сырицин Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
5. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів” / Уклад. П. М. Андренко, І. П. Гречка, В. В. Клітної, Г. В. Крикун. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2003 – 56 с.
6. Бычков А. А., Кальченко В. А. Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи: Сборник задач. – К: КВВИУС, 1975. – 105 с.

УДК 622.753:622.648.24

Е.В. Семененко

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТРАНСПОРТА ИСХОДНЫХ И ТЕХНОГЕННЫХ РОССЫПЕЙ

Предлагается методика расчета критических скоростей и гидравлических уклонов при сверхкритических режимах течения в круглых трубах, которая впервые учитывает влияние как гранулометрического, так и плотностного состава транспортируемого материала. Рис. 3. Табл. 1. Ист. 12.

Напорный гидротранспорт широко используется на горно-обогатительных комбинатах (ГОК) Украины для доставки исходных россыпей и отведения отходов обогащения. В последнее время в связи с началом переработки лежалых отходов этот вид транспорта используется для доставки техногенных россыпей на повторное обогащение, что связано с транспортированием материалов разнородных по плотностному составу [1 – 3]. Существующим гидротранспортным установкам ГОКов присущи большие объемы потребления электроэнергии и технической воды, поэтому оптимизация их параметров и режимов работы считается наиболее эффективным путем снижения себестоимости переработки минерального сырья и повышения экологической безопасности технологии. Однако реализация этой стратегии предусматривает повышение концентрации перекачиваемых пульп, повышение точности и надежности используемых методов расчета критических скоростей и диаметров, а также гидравлических уклонов – тех параметров гидротранспорта, которые определяют энергоемкость и удельное водопотребление [1, 4 – 6].

Для расчета этих параметров при проектировании гидротранспортных установок железорудных ГОКов СССР использовалось несколько методик расчета [4 – 9]. Все они предусматривают расчет параметров гидротранспорта по средневзвешенной плотности транспортируемого материала, а полидисперсность частиц учитывают различным способом. Поскольку, нормативные документы СССР для данных установок, ограничивали массовую концентрацию пульповых потоков 5%, такие методические упрощения не приводили к существенным ошибкам. Однако, использование этого подхода для более высоких концентраций при гидротранспортировании материалов плотности отдельных

фракций которых отличаются в 1.5 или 2 раза, не исследовано и не обосновано, что сдерживает развитие ГОКов Украины.

Цель статьи – разработка методики расчета критических скоростей, гидравлических уклонов и критических диаметров трубопровода при напорном гидротранспорте с учетом полидисперсности и разноплотности частиц транспортируемого материала.

Методика должна обеспечивать расчет параметров гидротранспорта полидисперсных материалов, у которых классы крупности имеют разную плотность, со средней плотностью менее 3360 кг/м³ и средневзвешенной крупностью менее 5 мм. При расчетах по данной методике транспортируемый материал рассматривается как смесь разнородных по плотности и средней крупности твердых компонентов. Каждому компоненту соответствует свой гранулометрический состав и своя средняя плотность частиц. Для определения гидравлической крупности частиц каждого класса крупности рассчитывают вспомогательные величины, необходимые для дальнейших расчетов [4 – 12]

$$d_j = \frac{d_j^{(1)} + d_j^{(2)}}{2}; \quad Ar_i = \bar{\rho}_S^i - 1; \quad d_S^i = \sum_{j=1}^m \frac{p_{ij}}{100} d_j; \quad v_w = \frac{1.007 \cdot 10^{-6}}{0.5631 + 0.0194T + 0.0001T^2};$$

$$Re_S^i = \frac{w_S^i d_i}{v_w}; \quad f_p^i = 1 + \text{sign} \left[\lg \left(\frac{Re_S^i}{7.586} \right) \right] \text{th} \left[0.967 \left| \lg \left(\frac{Re_S^i}{7.586} \right) \right|^{0.6} \right],$$

где Ar_i – параметр Архимеда частиц i -го компонента транспортируемого материала; d_S^i – средневзвешенный диаметр частиц i -го компонента транспортируемого материала, мм; v_w – кинематический коэффициент вязкости воды, м²/с; T – температура гидросмеси, град; $d_j^{(1)}$ – минимальный диаметр частиц j -го класса крупности, мм; $d_j^{(2)}$ – максимальный диаметр частиц j -го класса крупности, мм; m – количество классов крупности в транспортируемом материале; $\bar{\rho}_S^i$ – средняя плотность частиц i -го компонента транспортируемого материала, т/м³; θ_i – массовая доля i -го компонента в транспортируемом материале, %; n – количество компонентов в транспортируемом материале; p_{ij} – массовая доля частиц j -го класса крупности в i -м компоненте транспортируемого материала, %; Re_S^i – число Рейнольдса для частицы i -го компонента транспортируемого материала; sign – функция знака; th – функция гиперболического тангенса; w_S^i – гидравлическая крупность частиц i -го компонента транспортируемого материала, м/с.

Затем определяют осредненные параметры транспортируемого материала [1, 11, 12]

$$\bar{\rho}_S = \sum_{i=1}^n \theta_i \bar{\rho}_S^i; \quad Re_S = \sum_{i=1}^n \theta_i Re_S^i; \quad n_{0.01} = \sum_{i=1}^n \theta_i n_{0.01}^i; \quad n_{0.1} = \sum_{i=1}^n \theta_i n_{0.1}^i;$$

$$C_m = \sum_{i=1}^n \theta_i C_m^i; \quad d_s = \sum_{i=1}^n \theta_i d_s^i; \quad Ar = \sum_{i=1}^n \theta_i Ar_i; \quad A_0 = 0.521g^{1.65} Re_S;$$

$$C_m^i = 0.3 \left(2 - n_{0.1}^i \right); \quad A_1 = 1.316 \left(\frac{d_s}{D} \right)^{\frac{n_s}{2}} \sqrt{Ar}; \quad n_s = 0.76 - 0.16 th \left(2.82 \lg^2 Re_S \right),$$

где $\bar{\rho}_s$ – плотность транспортируемого материала, т/м³; Re_S – число Рейнольдса для частицы транспортируемого материала; $n_{0.01}$ – доля частиц крупностью менее 0.01 мм в транспортируемом материале, д. ед.; $n_{0.1}$ – доля частиц крупностью более 0.1 мм в транспортируемом материале, д. ед.; C_m – максимально возможная концентрация пульпы, д. ед.; d_s – средневзвешенный диаметр частиц транспортируемого материала, мм; Ar – параметр Архимеда частиц транспортируемого материала; $n_{0.1}^i$ – доля частиц крупностью более 0.1 мм в i -м компоненте транспортируемого материала, д. ед.; C_m^i – максимально возможная концентрация пульпы, д. ед [7].

Исходными данными для расчета критической скорости гидротранспортирования являются: гранулометрический и плотностной составы транспортируемого материала; температура гидросмеси; внутренний диаметр трубопровода; диапазон изменения массовой концентрации пульпы. Расчет критической скорости гидротранспортирования производится после выполнения предварительных расчетов осредненные параметры транспортируемого материала и выполняется в два этапа.

На первом этапе рассчитывается объемная концентрация гидросмеси, а также величины, зависящие от нее. Расчеты для каждого значения массовой концентрации из выбранного диапазона ведутся по формулам [1, 11, 12]

$$C = \sum_{i=1}^n \theta_i C_i; \quad S = \sum_{i=1}^n \theta_i S_i; \quad \psi_{kp} = \sum_{i=1}^n \theta_i \psi_{kp}^i; \quad R_s = \sum_{i=1}^n \theta_i S_i \bar{\rho}_s^i;$$

$$C_i = \frac{C_g}{C_g + (1 - C_g) \bar{\rho}_s^i}; \quad S_i = C_i \left[1 - 0.45 f_p^i \left(1 - \frac{C_i}{C_m^i} \right)^{2.16} \right]; \quad \varphi = \frac{A_0 th \left(11.41 \psi_{kp}^{0.86} \right)}{1 + A_0 th \left(11.41 \psi_{kp}^{0.86} \right)};$$

$$\psi_{kp}^i = \frac{S_i}{1 - S_i}; \quad \sigma = \sqrt{1 + 0.527 \cos(90 S^*)}; \quad S^* = \frac{n_{0.01}}{1 - (1 - n_{0.01}) C} C;$$

$$\Phi = \sigma C (1 - C) \sqrt{\frac{th \left(2.38 \psi_{kp}^{0.433} \right)}{1 + A_0 th \left(11.41 \psi_{kp}^{0.86} \right)}} \sqrt{\frac{1 + \psi_{kp}}{C^2 + R_s (1 + \psi_{kp}) (1 - C)^2 \psi_{kp}^2}}.$$

На втором этапе для каждого значения C_g определяют величину критической скорости гидротранспортирования, путем решения нелинейного уравнения [1, 11, 12]

$$u_{kp} = \frac{Fr_{kp}}{1 - S} \sqrt{gD}; \quad \frac{Fr_{kp}}{A_1 \Phi} = \ln(A_2 Fr_{kp}); \quad A_2 = \frac{\sqrt{gD}^{3/2}}{10 v_w},$$

где $u_{кр}$ – критическая скорость пульпы, м/с.

Расчет гидравлического уклона производится после определения критических скоростей гидротранспортирования. Исходными данными для расчета гидравлического уклона являются: результаты расчетов осредненные параметры транспортируемого материала и критической скорости гидротранспортирования; длина трубопровода (L); угол наклона трубопровода к горизонту (φ); диапазон изменения параметра гидротранспортирования (k_0 и k^*). Определение гидравлического уклона осуществляется по следующему алгоритму. Для каждого значения массовой концентрации рассчитывают рабочий диапазон изменения скорости жидкости $k_0(1-S)u_{кр} \leq u_w \leq k^*(1-S)u_{кр}$, который затем разбивают на требуемое количество расчетных точек, каждой из которых соответствует свое значение u_w из выбранного диапазона.

Для каждого значения u_w в зависимости от угла наклона трубопровода к горизонту рассчитывается величина гидравлического уклона по следующим формулам. Если трубопровод горизонтальный [1, 11, 12],

$$i = \wp i_w; \quad i_w = \lambda_w \frac{u_w^2}{2gD}; \quad \lambda_w = \frac{0.308}{\lg^2\left(\frac{Re_w}{10}\right)}; \quad Re_w = \frac{u_w D}{\nu_w};$$

$$\wp = \left[\frac{1-S}{(1-C)^2} + \frac{R_S}{(1-S)^2} \left(\frac{S}{C}\right)^2 \right] \left[1 - th \left[5.33 \left(1 - Fr_{кр} \frac{\sqrt{gD}}{u_w} \right) \right] \right] \varphi,$$

если трубопровод вертикальный,

$$i' = \wp' i_w \pm i_g; \quad \wp' = \frac{1}{(1-C)^2} \frac{1}{1+C \left[1 + \frac{w_S}{u_w} (1-C)^{n_c} \right]} + R_S \left[1 + \frac{w_S}{u_w} (1-C)^{n_c} \right]^2;$$

$$n_c = 4.1 - 2.1 \operatorname{sign} \left[\lg \left(\frac{Re_S}{5.012} \right) \right] th \left[\frac{1}{2} \left| \lg \left(\frac{Re_S}{5.012} \right) \right|^{4/3} \right]; \quad i_g = \frac{1 + \bar{\rho}_S C \left[1 - \frac{w_S}{u_w} (1-C)^n \right]}{1 + C \left[1 - \frac{w_S}{u_w} (1-C)^n \right]};$$

и если трубопровод наклонен к горизонту под некоторым углом,

$$i_\varphi = \wp i_w \pm i_g \sin \varphi; \quad \wp \varphi = \wp \cos \varphi + \wp' (1 - \cos \varphi),$$

где i – гидравлический уклон при течении пульпы по горизонтальному трубопроводу, м вод. ст./м; i_w – гидравлический уклон при течении воды по горизонтальному трубопроводу, м вод. ст./м; i' – гидравлический уклон при течении пульпы по вертикальному трубопроводу, м вод. ст./м; i_g – дополнительный гидравлический уклон при течении пульпы по негоризонтальному трубопроводу, обусловленный особенностью движения частиц транспортируемого материала, м вод. ст./м; i_φ – гидравлический уклон при течении пульпы по наклонному трубопроводу, м вод. ст./м; φ – угол наклона трубопровода к горизонту, рад.

При этом знак «+» принимается для восходящих трубопроводов, а знак «-» – для нисходящих.

Результаты этого расчета позволяют построить расходно-напорную характеристику предполагаемой магистрали, оценить характеристики требуемого

насоса, или же определить рабочую точку установки [7 – 9], если расходно-напорная характеристика насоса известна.

Величина критического диаметра трубопровода определяется в зависимости от заданной производительности установки по твердой фазе и массовой концентрации пульпы. Исходными данными для расчета критического диаметра трубопровода являются результаты расчетов осредненные параметры транспортируемого материала; требуемая подача установки по твердому материалу; регламентированные значения параметра гидротранспортирования из диапазона $1 \leq k \leq 1.1$. Для каждого регламентированного значения k и значения массовой концентрации критический диаметр трубопровода определяется из решения нелинейного уравнения

$$\frac{5-n_s}{B_0 D_{kp}^2} = \ln \left(\frac{B_1}{D_{kp}} \right); B_0 = \frac{3.04}{\pi k \sqrt{Ar}} \frac{1-S}{S\Phi} \frac{GT}{\sqrt{gd_s^{n_s} \rho_s}}; B_1 = \frac{0.4}{\pi k} \frac{1-S}{S} \frac{GT}{\rho_s v_w},$$

где GT – требуемая подача установки по твердому материалу, т/ч; k – регламентированный параметр гидротранспортирования [1, 2, 4 – 9].

Для оценки влияния фактора многоплотности транспортируемого материала на параметры гидротранспорта было проведено сравнение результатов расчетов критической скорости и гидравлических уклонов техногенных россыпей Центрального горно-обогатительного комбината (ЦГОК) (см. табл. 1) по предлагаемой методике с результатами расчетов по методике, которая рекомендована для данных условий [8, 9] (см. рис. 1 – 3).

Из рис. 1 – 3, видно, что расчет параметров гидротранспорта по средне-взвешенной плотности приводит к существенно заниженным значениям критических скоростей и гидравлических уклонов. Во всех случаях величины параметров гидротранспорта, полученные по предлагаемой методике, оказывались выше, чем рассчитанные по осредненным показателям.

Таблица 1

Характеристика техногенных россыпей ЦГОКа

Класс крупности, мм		Доля фракции с плотностью, т/м ³					Массовая доля, %
		5.000	4.413	3.825	3.355	2.650	
Более	Менее						
0.000	0.044	9.24/14.22	0.11/0.17	0.07/0.11	0.09/0.14	8.53/13.14	18.04/27.78
0.044	0.070	3.69/5.68	0.66/1.02	1.10/1.69	0.58/0.89	4.64/7.14	10.66/16.42
0.070	0.160	1.97/2.17	0.99/1.09	4.23/4.67	3.43/3.78	6.79/7.49	17.40/19.20
0.160	0.250	0.79/0.92	0.55/0.63	5.59/6.45	3.93/4.53	8.03/9.27	18.90/21.80
0.250	0.500	0.17/0.09	0.06/0.03	6.67/3.55	7.20/3.83	4.70/2.50	18.80/10.00
0.500	1.000	0.00/0.00	0.00/0.00	4.20/1.17	6.26/1.74	3.93/1.09	14.40/4.00
1.000	5.000	0.00/0.00	0.00/0.00	0.55/0.24	0.81/0.36	0.45/0.20	1.80/0.80
Сумма, %		15.85/23.08	2.37/2.94	22.42/17.88	22.30/15.27	37.07/40.83	100.00

Примечание. В числителе данные для исходного материала, а в знаменателе – для предварительно обогащенного

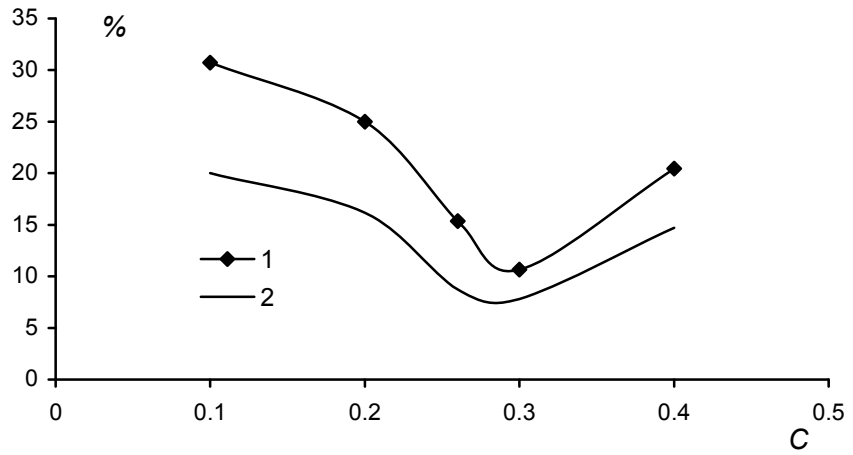


Рис. 1. Зависимость относительной разности критических скоростей гидротранспортирования, рассчитанных по разным методикам от массовой концентрации пульпы для рассматриваемых материалов: 1 – исходный материал; 2 – предварительно обогащенный материал

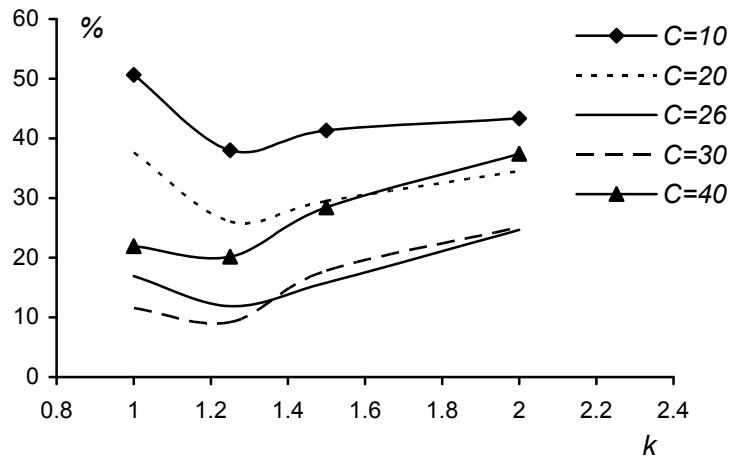


Рис. 2. Зависимость относительной разности гидравлических уклонов, рассчитанных по разным методикам от параметра гидротранспортирования и концентрации пульпы для предварительно обогащенного материала

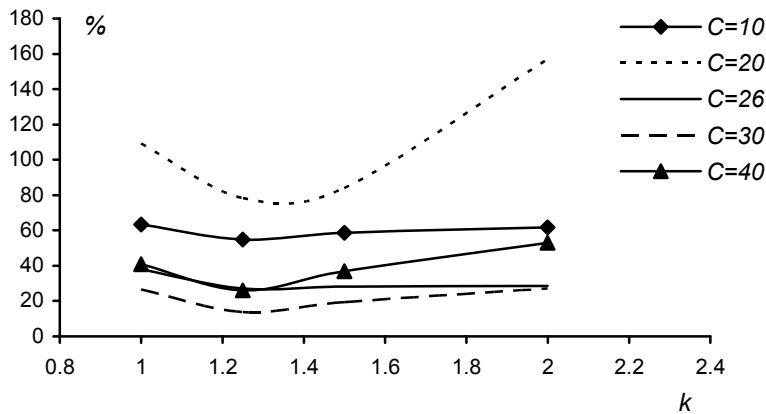


Рис. 3. Зависимость относительной разности гидравлических уклонов, рассчитанных по разным методикам от параметра гидротранспортирования и концентрации пульпы для исходного материала

Выводы. Расчет критических скоростей и гидравлических уклонов при гидротранспорте отходов обогащения железорудных ГОКов, техногенных и первичных россыпей по осредненным плотностям и диаметрам частиц справедлив при массовых концентрациях пульпы менее 5%. Использование этого метода для оптимизировать параметры и режимы работы установок и добиться снижения энергоемкости и удельных расходов воды, которые обеспечиваются при больших концентрациях, не представляется возможным, из-за существенного увеличения ошибки, обусловленной использованием средневзвешенных величин.

Литература

1. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю.Д. Баранов, Б.А. Блюсс, Е.В. Семенов, В.Д. Шурыгин – Д.: «Новая идеология», 2006. – 416 с.
2. Проблемы разработки россыпных месторождений / И.Л. Гуменик, А.М. Сокил, Е.В. Семенов, В.Д. Шурыгин. – Днепропетровск: Січ, 2001. – 224 с.
3. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения / Е.Л. Звягильский, Б.А. Блюсс, Е.И. Назимко, Е.В. Семенов. – Севастополь: Вебер, 2002. – 247 с.
4. Силин Н.А., Коберник С.Г. Режимы работы крупных землесосных снарядов и трубопроводов. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 215 с.
5. Коберник С.Г., Войтенко В.И. Напорный гидротранспорт хвостов горнообогатительных комбинатов. – К.: Наук. думка, 1967. – 140 с.
6. Силин Н.А., Витошкин Ю.К. Гидротранспорт угля по трубам. – Киев: Изд-во АН УССР. – 1964. – 86 с.
7. Криль С.И. Напорные взвесенесущие потоки. – К.: Наук. думка, 1990. – 160 с.
8. ИС 21-26.3-567-81. Система напорного гидротранспорта отходов чугунолитейного производства. – К.: Минстройматериалов СССР, 1982. – 56 с.
9. РСН 275–75. Временные указания по технологии возведения намывных хвостохранилищ горнообогатительных комбинатов. – Киев: Госстрой УССР, 1975. – 180 с.
10. Гончаров В.Н. Движение наносов. – Л.:М.: ОНТИ, Главная редакция строительной литературы, 1938. – 312 с.
11. Криль С.И., Семенов Е.В. Расчет параметров гидротранспорта песков россыпных и техногенных месторождений // Научно–технический и производственный журнал «Металлургическая и горнорудная промышленность». – №5. – 2006. – С. 77 – 80.

12. Семенов Е.В., Криль С.И. Метод расчета параметров гидротранспорта отходов и продуктов обогащения // Научно-технический сборник «Обогащение полезных ископаемых». – Днепропетровск, 2006. Вып. № 25 (66) – 26 (67). – С. 176 – 183.

УДК 631.51:62-822

Н.В. Семинская, Б.О. Яхно

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРУЕФОРМИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА КОМПАКТНОСТЬ СТРУИ

В статье исследованы конструктивные параметры струеформирующих насадок, оказывающие существенное влияние на энергетические характеристики струи, получены критерии, характеризующие компактность струи. Рис.3, Ист.7.

Введение. Струйные технологии, получившие в настоящее время широкое применение в различных отраслях, обеспечивают безопасность работ и высокую производительность процессов резания и разрушения материалов при минимальных затратах энергии.

В качестве режущего инструмента при применении данной технологии используется струя жидкости стационарного или нестационарного действия. Согласно проведенному нами анализу более эффективным, является применение нестационарных струй.

Создание и формирование нестационарных струй осуществляется с помощью генераторов пульсаций, которые в настоящее время применяются в таких областях промышленности как: горнорудная для добычи полезных ископаемых [2]; металлургическая для разрушения монолитов шлаков[3]; легкая промышленность для резки бумаги, ткани, кожи, керамических материалов [4], пищевая - для резки замороженных продуктов и др.

Анализ существующих исследований. Гидродинамические параметры струи, характеристики её движения и распада, зависят от условий и факторов, при которых происходит формирование потока жидкости в подводящих каналах силового устройства (генератора) и струеформирующем устройстве.

Рациональная конструкция струеформирующего устройства обеспечивает снижение энергоемкости процесса гидродинамического воздействия на твердый материал, и способствует обеспечению эффективного использования подводимой потенциальной гидравлической энергии (давление жидкости на входе в струеформирующее устройство), которая создается генератором, и передает-

ся через струеформирующий насадок (сопло) струе, преобразуясь в кинетическую энергию жидкости.

Качественные гидродинамические характеристики струи оцениваются компактностью, которая обеспечивается условиями формирования струи. Как известно [2] компактность струи характеризуется длиной начального участка, которая зависит от множества факторов. По результатам экспериментальных исследований проведенных Бафталовским В.Е., для случая применения давлений свыше 40 МПа, получена эмпирическая зависимость для определения длины начального участка:

$$l_n = 0,235 d_0^{0,69} \left(\frac{p_0}{\gamma} \right)^{-0,073} l_2 l_3^{0,69} d_1^{0,43} D^{-0,15}, \quad (1)$$

где p_0 – давление на входе в насадку; d_0 – диаметр насадки на выходе; l_2 – длина успокоителя; l_3 – расстояния от входа в устройство до успокоителя; D – диаметр проточного канала устройства.

Постановка и решение задачи. Основной задачей является проведение анализа и исследования основных критериев и параметров, характеризующих компактность струи на начальном участке. Основным направлением исследования является влияние конструктивных параметров насадки на компактность при различных значениях подводимого давления.

В качестве критерия компактности с достаточной достоверностью принимаем с $\frac{l_n}{d_0}$ отношение длины начального участка струи l_n к диаметру выходного отверстия d_0 насадка. Установлено [1], что $\frac{l_n}{d_0}$ связано с числом Рейнольдса,

функциональной зависимостью $\frac{l_n}{d_0} = f(Re)$. Для струй стационарного действия при значениях подводимого давления до 40 МПа эта зависимость имеет вид $\frac{l_n}{d_0} = A - B Re$. [2], свыше 40 МПа, течение жидкости переходит в автомодельный режим, и $\frac{l_n}{d_0}$ не зависит от Re .

Согласно проведенному нами анализу, длину компактной части струи l_n можно рассматривать как функцию зависящую от скорости истечения v , плотности ρ и вязкости μ рабочей жидкости, подводимого давления P , выходного диаметра насадка d_0 , частоты пульсаций n (в случае нестационарного потока).

$$l_n = f(p, d_0, v, \rho, \mu, n). \quad (2)$$

Используя анализ размерностей [6], заменим представленную функцию зависимостью между критериями подобия:

$$\frac{l_n}{d} = x \cdot \frac{Eu^{k_3}}{Re^{k_4} Ho^{k_6}} \quad (3)$$

Таким образом, искомая функция представлена, в соответствии с π -теоремой, в виде соотношений между четырьмя комплексными величинами, в данном случае $\frac{l_n}{d}$ - симплекса геометрического подобия, $\frac{P}{g^2 \rho} = Eu$ критерия

Эйлера, $\frac{\mu}{g \cdot d \cdot \rho} = Re^{-1}$ - критерия Рейнольдса, а также $\frac{n \cdot d}{g} = \frac{d}{g \cdot t} = Ho^{-1}$ - крите-

рия гомохронности, числовые значения коэффициента x , и показателей степени k_3, k_4, k_6 должны определяться опытным путем.

Необходимо отметить, что при использовании в качестве рабочей жидкости - неньютоновской жидкости обладающей упругими свойствами (например, водополимерные струи) необходимо учитывать их реологические особенности, которые существенно влияют на картину течения на начальном участке. Механическая работа протекания вязкоупругой жидкости через насадку затрачивается не только на вязкую диссипацию и изменение кинетической энергии потока, но так же и на накопление в жидкости упругой энергии. Существование упругой энергии в потоке сказывается на длине начального участка. В этом случае его длина является функцией не только числа Рейнольдса, Эйлера, гомохронности, но и числа Вайсенберга $W = \frac{K_1}{K} \left(\frac{3v_{xcp}}{H} \right)^{m,n}$, то есть в конечном виде:

$$l_n = \gamma(n)Re + \varphi(n,m)W \quad \text{и} \quad \frac{l_n}{d} = x \cdot \frac{Eu^{k_3}}{Re^{k_4} Ho^{k_6} W^{k_5}} \quad (4)$$

где k_5 – коэффициент, характеризующие реологические свойства рассматриваемых жидкостей; W - критерий Вайсенберга, учитывает эластичные свойства жидкости.

Из анализа параметров, оказывающих влияние на формирование компактной струи следует, что длина l_k и диаметр d_k подводящего канала оказывают существенное влияние на окончательный результат формирования жидкостных струй в насадках. При этом следует отметить влияние коэффициента поджатия потока $K_n = d_k/d_0$, рост которого приводит к увеличению длины l_n . Компактная струя может быть сформирована при значении $K_n \geq 6$ [5]. Согласно исследованиям [6,7] значение величины поджатия потока K_n не должно превышать значения 10-15. Большее значение способствует ухудшению компактности и значительным потерям напора жидкости в силовых устройствах.

Высокая степень компактности струи обеспечивается многоступенчатым профилем насадки, благодаря которому на выходе из насадка эпюра скоростей струи принимает практически прямоугольную форму. При этом рациональная форма профиля проточной части насадки должна быть конусно-цилиндрическая; рациональное значение угла конусности $\alpha = 13-14^\circ$, длина цилиндрической части $- 4d_0$.

В ряде случаев необходимо размещение струеформирующих устройств в ограниченном пространстве, что вызывает необходимость разработки конструкций насадок с уменьшенными линейными размерами, при условии сохранения высокой компактности струи. Данным условиям удовлетворяет насадка с двумя углами конусности представленная на рис.1

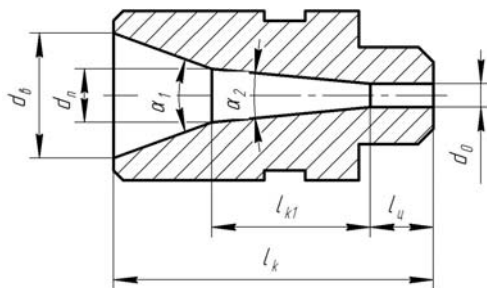


Рис. 1. Конструкция двухконусной насадки

При разработке конструкции двухконусной насадки для малогабаритных струеформирующих устройств на первом этапе необходимым условием является определение основных переходных параметров ее сечения. Для уменьшения величины возмущений вносимых в поток, в местах стыковки необходимо обеспечить режим течения с гидравлически гладкими стенками. Согласно исследованиям [7] данное условие возможно осуществить обеспечив минимальный диаметр проточного канала струеформирующего устройства, d_{\min} , в котором сохраняется режим течения с гидравлически гладкими стенками, то есть $Re=(Re)_{np}$ – предельное значение Re , при котором сохраняется режим течения с гидравлически гладкими стенками.

Значение d_{\min} определяется как:

$$d_{\min} = \frac{(Re)_0 d_0}{(Re)_{np}} = \frac{438 p_0^{0.5} d_0^2}{(Re)_{np} \nu}, \quad (5)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости; $(Re)_0$ - число Рейнольдса на выходе из насадки.

Представленная конструкция струеформирующей насадки рассчитана на давление рабочей жидкости до 50 МПа, но в настоящее время в промышленности стали все чаще работать на давлениях до 250 МПа. Повышение давлений рабочей жидкости до такого значения требует дополнительных исследований

профиля проточной части струеформирующих насадок. В основу концепции разработки профилей для формирования струй жидкости с давлением до 250 МПа положены следующие соображения. Преобразования потенциальной энергии потока в кинетическую энергию струи в значительной степени зависят от времени, за которое это преобразование происходит. То есть, существует минимальное значение времени, при котором это преобразование может быть осуществлено при сохранении высокой устойчивости пограничного слоя на выходе из насадки. Параметром, от которого зависит время прохождения потока через насадку, является ее длина.

По схеме двухступенчатого профиля проточной части насадки (рис. 2) рассмотрим основные изменения характеристик жидкостного потока на этапах формирования высокоскоростной струи жидкости. Первоначальный разгон жидкостного потока происходит в конфузоре первой ступени с углом конусности α_1 . При этом происходит выравнивание эпюры продольных скоростей потока жидкости после прохождения через успокоитель; значение радиальной скорости жидкостного потока стремится к нулю.

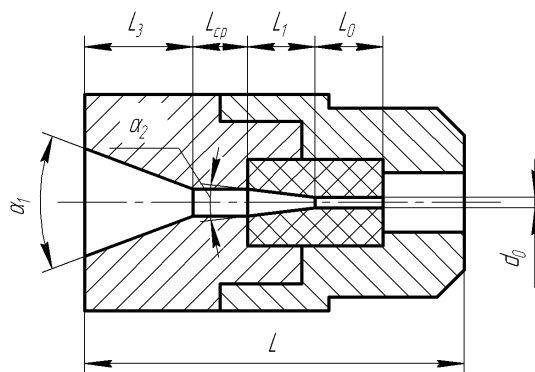


Рис. 2. Конструкция двухступенчатого насадка

При прохождении потоком цилиндрического участка первой ступени диаметром D_{cp} и длиной L_{cp} пульсации поперечной скорости осредняются и частично рассеиваются. На следующем этапе в двухконусном диффузоре второй ступени насадки происходит основной разгон жидкости. Параметрами этого участка являются: угол конусности α_2 , длина L_1 и сопряженный с ними цилиндрический участок насадки длиной L_0 . На этом этапе достигается окончательное преобразование потенциальной энергии жидкостного потока в кинетическую энергию струи.

Для подтверждения преимущества двухступенчатой конструкции насадки рассмотрим полученную нами графическую зависимость, которая характеризует изменение удельной энергии по длине насадки (рис.3). На пути разгона перед первой ступенью (на расстоянии до 5 мм) происходит еле заметное нарастание кинетической энергии. Затем в первой ступени поле радиальных и осевых скоростей потока выравнивается непосредственно перед интенсивным нарастанием кинетической энергии во второй ступени насадки, что особенно важно при использовании давлений воды более 100 МПа. Значение энергии на выходе из ци-

цилиндрического участка первой ступени составляет менее 3% от значения энергии струи на вылете. В цилиндрическом участке второй ступени наблюдается выравнивание максимального значения энергии. Можно заключить, что разделение разгонного участка насадки на две ступени выполняется в соответствии с принципом ступенчатой релаксации накопленных турбулентных возмущений потока жидкости в цилиндрических участках первой и второй ступеней.

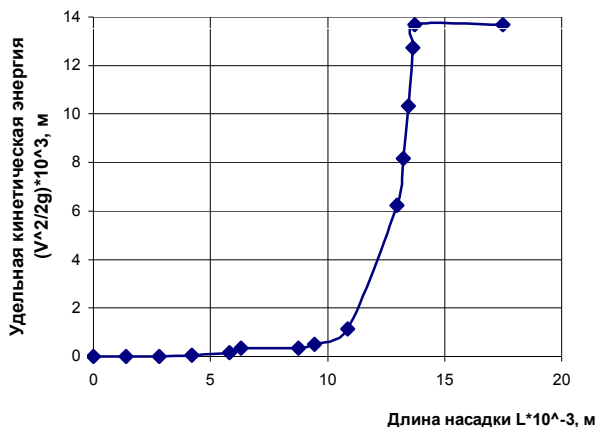


Рис.3. Изменение значения удельной кинетической энергии по длине двухступенчатой насадки при значении подводимого давления свыше 100 МПа

Выводы. Согласно проведенным исследованиям можно сделать следующие

выводы:

- основными критериями, характеризующими компактность струи, являются - Eu , Re , и No при условии импульсного течения, а так же критерия W при использовании неньютоновских жидкостей при значении подводимого давления свыше 40 МПа длина компактной части струи не зависит от Re ;
- преимуществом конусно - цилиндрического профиля насадки является интенсивное увеличение абсолютных значений градиента давления, которое способствует ламинизации пограничного слоя на входе в цилиндрический участок насадки;
- двухступенчатый профиль насадки, в отличие от двухконусного, обеспечивает плавный разгон потока, а так же создает условия для повышения компактности и увеличения длины начального участка струи, за счет увеличения времени преобразования энергии.

Литература

- 1 Абрамович Г. И. Турбулентные свободные струи жидкостей и газа. – М.: Госэнергоиздат. - 1948. – 288 с.
- 2 Шавловский С. С. Основы динамики струй при разрушении горного массива. – М.: Наука. - 1979. – 174 с.
- 3 Исследование гидравлического разрушения угля. Коллективная монография. – М.- 1966. – 156с.
- 4 Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: «Наука» - 1987.- 840 с.

5 Шлихтинг Г. Возникновение турбулентности. – М.: Изд-во иностр. лит.- 1962

6 Бафталовский В. Е. Вопросы повышения компактности водяных струй.//Науч. сообщ. ИГД им. А. А. Скочинского. – М.- 1975.- №4.- С. 46-53.

7 Бафталовский В. Е. Влияние качества обработки насадки на компактность водяных струй в автомоделном режиме истечения//Науч. сообщ. ИГД им. А.А. Скочинского. – М.- 1977.-вып.150.- С. 97-105.

УДК 681.527.3:623.438

О.Є. Скворчевський

ГАЛУЗІ ЗАСТОСУВАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПРОПОРЦІЙНИХ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ

Представлено сучасні багатофункціональні пропорційні електрогідрравлічні перетворювачі. Показано виконаний автором обсяг робіт їх розробки та дослідження. Окреслено галузі їхнього застосування для подальшого впровадження в машинобудуванні. Рис. 2. Табл. 1. Джерел 14.

Постановка проблеми у загальному вигляді

Розвиток гідропривода та його все більша інтеграція з електронікою торкнулися майже усіх галузей машинобудування, зокрема військових та цивільних мобільних машин, технологічного обладнання тощо. Розвиток електронно-гідрравлічних систем іде як шляхом впровадження більш досконалих насосів, гідродвигунів та гідроапаратури, так і шляхом передачі все більшої кількості функцій керуючій електроніці. Стало звичним керування гідрообладнанням за допомогою мікропроцесорів. Перспективним є використання в електронно-гідрравлічних системах сучасних досягнень теорії автоматичного керування, а саме використання адаптивних систем автоматичного керування, в тому числі систем із змінною структурою, а також штучних нейронних мереж. Сучасні підходи автоматизації для керування електрогідрравлічними приводами дозволяють підвищити їх точність, збільшити ККД, розширити сферу застосування таких приводів. При створенні сучасних електронно-гідрравлічних систем велике значення мають електрогідрравлічні перетворювачі (ЕГП) – проміжні ланки між гідроприводом та керуючою електронікою. Тому створення сучасних ЕГП є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз публікацій

Автором ведеться робота з розробки та дослідження перспективних ЕГП для систем наведення і стабілізації озброєння військових машин. В рамках даної науково-дослідної роботи виконано значний обсяг розробок і досліджень. Проведено ґрунтовний аналіз схемних рішень електрогідрравлічних перетворювачів [1]. Виявлені їх переваги та недоліки. Показано, що найбільш прийнятним варіантом ЕГП для електрогідрравлічних приводів колісних та гусеничних машин військового призначення є ЕГП на базі елемента сопло-заслінка та пропорційного електромагніту з поступальним рухом якоря. Це обумовлено відносною простотою його конструкції, невисокою чутливістю до зовнішніх магнітних полів та механічних вібрацій, відносно невисокими вимогами до класу чистоти робочої рідини, високою потужністю вихідного сигналу, що дозволяє керувати безпосередньо виконавчим механізмом. Але значною вадою такого ЕГП є відкритість каналу сопла, що не забезпечує можливості запирання каналу регульованого тиску та порожнин, пов'язаних з ним, а також зміни тиску керування від максимальних значень до мінімальних. Автором проведена розробка схемного рішення ЕГП на базі елемента

сопло-заслінка, встановленого послідовно ньому зворотному клапану та електромагніту з поступальним рухом якоря. Запропонований ЕГП забезпечує можливості запирання каналу регульованого тиску та порожнин, пов'язаних з ним, а також зміни тиску управління від максимальних значень до мінімальних, при збереженні усіх переваг, які мають ЕГП на базі елемента сопло-заслінка та пропорційного електромагніту. На запропонований тип ЕГП автор отримав патент України на винахід [2]. Розроблений ЕГП доцільно назвати багатофункціональним пропорційним електрогідравлічним перетворювачем (БПЕГП). Він суміщає функцію перетворення та підсилення малопотужного вхідного електричного сигналу в потужний пропорційний вихідний гідравлічний сигнал з функцією запирання робочих порожнин гідроциліндра у відсутності сигналу керування. Це досягається завдяки тому, що елемент сопло-заслінка та зворотний клапан встановлені послідовно, жорстко з'єднані та приводяться до руху одним електромагнітом. При цьому, незалежність роботи елемента сопло-заслінка та зворотного клапану забезпечується різним порядком величини їх робочих ходів. Так, порядок робочого ходу зворотного клапана складає 10^{-3} м, а елемента сопло-заслінка – 10^{-4} м. Проведено експериментальне дослідження впливу конфігурації феромагнітних шунтів рухомого полюса електромагнітів на їх статичні тягові характеристики. На базі цих досліджень створений пропорційний електромагніт для роботи у складі БПЕГП. На пропорційний електромагніт з визначеним впливом феромагнітних шунтів рухомого полюса на тягові характеристики автором отриманий патент України на винахід [3]. Розроблена математична модель БПЕГП [4].

При розробці та дослідженні БПЕГП ставиться задача створення таких перетворювачів, які б в першу чергу відповідали вимогам використання у складі електрогідравлічних систем колісних та гусеничних машин військового призначення. Також розглянуті перетворювачі мають бути технологічними, мати доступну ціну та бути уніфікованими як для військових, так і для цивільних машин. Такий підхід дозволить виготовляти БПЕГП у серійному виробництві, що значно знизить їх собівартість.

Постановка задачі

Задачею даної статті є окреслення областей застосування багатофункціональних пропорційних електрогідравлічних перетворювачів для їх подальшого впровадження в різних галузях машинобудування.

Багатофункціональний пропорційний електрогідравлічний перетворювач та його області застосування

Конструктивна схема БПЕГП представлена на рис. 1. Докладний опис його конструкції та функціонування представлений в роботах [2, 5].

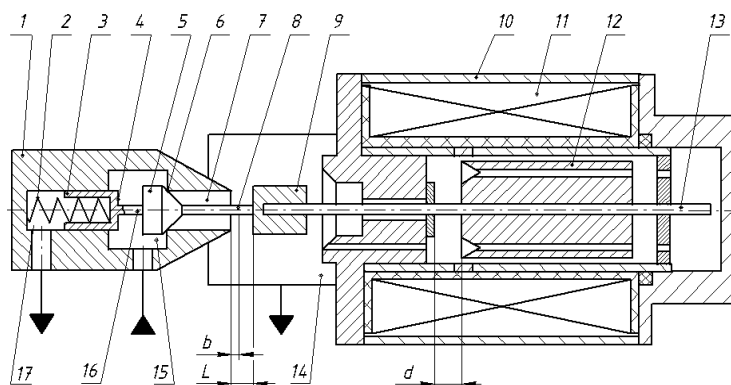


Рис. 1. Конструктивна схема багатофункціонального пропорційного електрогідролічного перетворювача:

1 – сопло; 2 – пружина; 3 – поршень; 4 – торець поршня; 5 – запірний елемент; 6 – сідло клапана; 7 – канал сопла; 8 – штовхач; 9 – заслінка; 10 – пропорційний електромагніт; 11 – котушка; 12 – якор; 13 – штовхач електромагніта; 14 – порожнина зливу; 15 – порожнина регульованого тиску; 16 – шийка; 17 – дренажна порожнина

В роботі [6] запропоновані схемні рішення секційних пропорційних гідророзподільників, де у якості керуючих ступенів використовуються БПЕГП. В статті [7] представлена клапанна гідроапаратура з пропорційним електричним керуванням, де також використовуються БПЕГП. Дипломна робота автора для одержання кваліфікації магістра інженерної механіки присвячена розробці та дослідженню електронно-гідролічної системи керування начіпним обладнанням тракторів. В розробленій системі у якості узгоджувачих пристроїв між приводом та електронною системою керування також використовуються БПЕГП. В даний час автор займається розробкою електронно-гідролічних систем військових машин. В даній статті пропонується електронно-гідролічна система натягу гусениць танка.

Актуальність створення систем керування натягом гусениць представлена в роботах [8, 9]. Показано, що застосування цих систем дозволяє знизити внутрішні втрати у вузлах гусеничного рушія.

Відома система натягу гусениці, яка містить направляюче колесо, кривошип, черв'ячну пару [10]. Однак така система не забезпечує дистанційного керування натягу гусениці під час руху танка в залежності від швидкості його руху, стану ґрунту та рельєфу місцевості, а також постійного контролю за натягом гусениці. Відома також система натягу гусениці танка, яка містить направляюче колесо, кривошип, гідроциліндр зі штоком та поршнем, канали підводу та зливу робочої рідини [11]. Однак, в такій системі фіксація отриманого натягу досягається запиранням робочої рідини у порожнинах гідроциліндра. Явище перетікання робочої рідини в гідроциліндрі та гідроапаратах може приводити до зменшення тиску в робочих порожнинах гідроциліндра, зменшення сили натягу гусениці і спадання гусениці. Крім того, така система не дозволяє здійснювати автоматичне підтримання постійної сили натягу гусениці незалежно від рельєфу місцевості.

Задачею даної розробки є здійснення дистанційного керування сили натягу гусениці в залежності від швидкості руху танка та стану ґрунту, а також здійснення автоматичного підтримання постійної сили натягу гусениці незалежно від рельєфу місцевості.

Поставлена задача вирішується тим, що до складу гідросистеми регулювання зусилля гідроциліндра введено БПЕГП та зворотний зв'язок по тиску в порожнині гідроциліндра за допомогою датчика. Це забезпечує постійну силу натягу гусениці при зміні рельєфу місцевості, по якій рухається танк. Схема електронно-гідролічної системи натягу гусениці показана на рис. 2. Вона має гусеницю (1), на яку спираються опорні котки (2), має направляюче колесо (3), встановлене на одному з важелів кривошипа (4), який шарнірно закріплений в корпусі танка. Інший важіль кривошипа (4), шарніром (5) з'єднаний зі штоком (6) та поршнем (8) гідроциліндра (10), що через шарнір (11) з'єднаний з корпусом танка. Гідроциліндр (10) містить штокову порожнину (7) та поршневу порожнину (9). До штокової порожнини (7) приєднана дренажна лінія (12). До поршневої порожнини (9) приєднані нагнітальна лінія (13) та лінія (14) керування тиском. Нагнітальна лінія (13) з дроселем (15) сполучає поршневу порожнину (9) гідроциліндра (10) з насосом (16). Зворотний клапан (17) запобігає зливу робочої рідини з поршневої порожнини (9) при вимкненому насосі (16). Запобіжний клапан (18) зливає надлишок робочої рідини до бака (19) і забезпечує захист насосу. У лінії (14) керування тиском встановлений БПЕГП, який включений в контур автоматичного

регулювання тиску в поршневій порожнині (9) гідроциліндра (10). Електронний блок (21) призначений для перетворення вхідного керуючого сигналу $U_{\text{вх}}$ на струм I керування електромагнітом (не позначений) БПЕГП (20) і забезпечення зворотного зв'язку по тиску в поршневій порожнині (9) гідроциліндра (10). Для вимірювання тиску в поршневій порожнині (9) гідроциліндра (10) та подачі сигналу $U_{\text{з.з.}}$ до електронного блоку (21) призначений датчик (22).

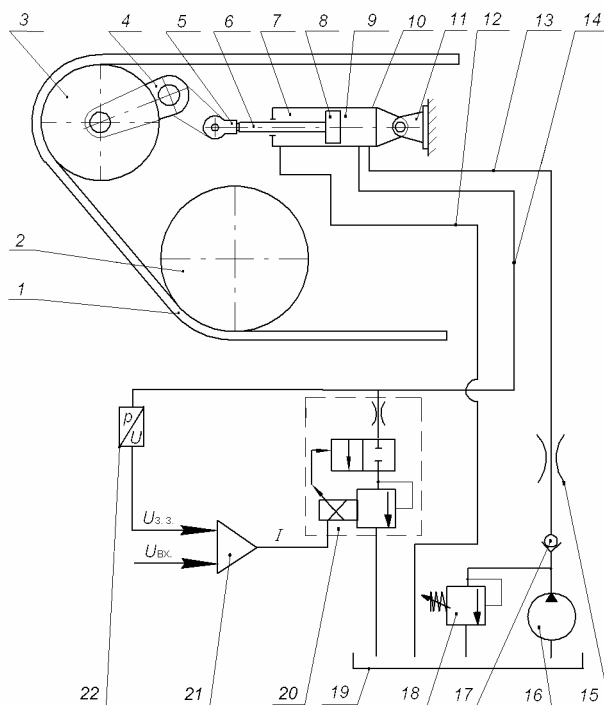


Рис. 2. Схема електронногидравлічної системи натягу гусениці танка:
 1 – гусениця; 2 – опорний коток; 3 – направляюче колесо; 4 – кривошип; 11, 5 – шарніри; 6 – шток; 7 – штокова порожнина; 8 – поршень; 9 – поршнева порожнина; 10 – гідроциліндр; 12 – дренажна лінія; 13 – нагнітальна лінія; 14 – лінія керування тиском; 15 – дросель; 16 – насос; 17 – зворотний клапан; 18 – запобіжний клапан; 19 – бак; 20 – БПЕГП; 21 – електронний блок; 22 – датчик

Електронно-гидравлічна система натягу гусениці танка працює наступним чином. При відсутності сигналу керування $U_{\text{вх}}$ на електронному блоці (21) БПЕГП (20) знаходиться в позиції з перекритими каналами і, таким чином запирає лінію (14) керування тиском. Таким чином, поршнева порожнина (9) гідроциліндра (10) замкнена з однієї сторони електрогидравлічним перетворювачем (20) «нормально-закритого» типу, а з другої – зворотним клапаном (17). Поршень (8) зі штоком (6), кривошип (4) з направляючим колесом (3) знаходяться у фіксованому положенні, яке забезпечує необхідну силу натягу гусениці (1).

При вмиканні насосу (16) в поршневій порожнині (9) гідроциліндра (10) встановлюється тиск, що дорівнює тиску настройки запобіжного клапана (18).

На початку руху танка зі швидкістю V_1 з пульту керування або з бортового комп'ютера подається вхідний сигнал $U_{\text{вх.1}}$ на електронний блок (21), який після відповідних перетворень подає на електромагніт БПЕГП (20) струм I_1 . БПЕГП (20) встановлює в поршневій порожнині (9) тиск p_1 . Таким чином, кожній швидкості V_1, V_2, \dots, V_N руху танка відповідають рівні тиску p_1, p_2, \dots, p_N . Зусилля тиску робо-

чої рідини в поршневій порожнині (9) через поршень (8) зі штоком (6) та кривошип (4), передається на направляюче колесо (3), яке натягує гусеницю (1). Таким чином, кожному рівню швидкості V_1, V_2, \dots, V_N танка відповідає визначена сила натягу гусениць (1). Крім того, з пульту керування задається сигнал $U_{вх.}$ з урахуванням стану ґрунту.

Зміна рельєфу місцевості при русі танка, наприклад, при наїзді на нерівності, буде впливати на силу натягу гусениці (1), а отже і на тиск в поршневій порожнині (9) гідроциліндра (10). Датчик (22) вимірює тиск в поршневій порожнині (9) і подає на вхід електронного блока (21) сигнал $U_{з.з.}$ зворотного зв'язку. Цей сигнал порівнюється з вхідним сигналом $U_{вх.}$ і після відповідних перетворень здійснюється корегування струму живлення БПЕГП (20) так, щоб повернути рівень тиску до встановленого. Таким чином, підтримуючи постійним тиск p у поршневій порожнині (9), система підтримує постійною силу натягу гусениці (1).

Використання БПЕГП та зворотного клапана (17) дозволяє надійно запирати поршневу порожнину (9) при відсутності сигналу керування та при відключеному насосі (16). Для запобігання спадання гусениці (1) при аварійному пошкодженні елементів гідросистеми передбачені упори (не показані), які обмежують кут повороту кривошипа (4). Таким чином, використання запропонованої системи дозволяє здійснювати автоматичне підтримання постійної сили натягу гусениці незалежно від рельєфу місцевості за рахунок введення до її складу розробленого БПЕГП та зворотного зв'язку по тиску в порожнині гідроциліндра.

БПЕГП є пристроями подвійного призначення, тобто вони можуть застосовуватись, як у військовій, так і у цивільній техніці. Сфери можливого застосування БПЕГП представлені в таблиці.

Таблиця

Області можливого застосування багатofункціональних пропорційних електрогідравлічних перетворювачів

Військова техніка	Цивільна техніка	
	Мобільні машини	Стаціонарні машини
1. Системи наведення і стабілізації озброєння	1. Системи керування начіпним обладнанням тракторів	1. Метало- та деревообробні верстати
2. Системи адаптивного натягу гусениць танків та тракторів		2. Ковальсько-пресове обладнання
3. Фрикційні амортизатори зі змінним моментом опору		3. Машини для лиття металів
4. Об'ємні гідромашини та гідропередачі з пропорційним електрогідравлічним керуванням витратою та тиском		
5. Механічні трансмісії з електрогідравлічним керуванням.		5. Термопласт-автомати
6. Приводи в ремонтно-евакуаційних машинах, мостоукладальниках та ін.)	6. Приводи комунальних та дорожньо-будівельних машин	6. Роботи та автоматизовані технологічні лінії

Розроблені БПЕГП, які є проміжною ланкою між сучасними системами комп'ютерного управління та виконавчими гідроприводами машин та технологічного устаткування, пропонуються для впровадження:

- на Заводі ім. Малишева в системах стабілізації озброєння військових гусеничних машин, де вони дозволять забезпечити суттєве підвищення динамічних характеристик;

- на Харківському тракторному заводі в системах керування начіпним обладнанням тракторів з регуляторами глибини оранки, які забезпечують суттєву економію палива (15 – 25 %) на оранці;
 - на Виробничому об'єднанні «Турбоатом» у регуляторах гідротурбін з комп'ютерним керуванням і зворотнім зв'язком по частоті обертання роторів;
 - в АТ «Гідроапаратура» у складі секційних гідророзподільників з дистанційним пропорційним електрогідрравлічним керуванням для будівельно-дорожніх машин та іншого технологічного обладнання;
 - на Харківському заводі «Гідропривод» у складі регуляторів об'ємних гідронасосів з дистанційним електрогідрравлічним пропорційним керуванням подачею і тиском;
- а також на інших заводах України.

Висновки та перспективи подальших досліджень

В статті окресленні області застосування БПЕГП для їх подальшого впровадження в різних галузях машинобудування. Приведена нова схема електронно-гідрравлічної системи натягу гусениць, де також використовуються БПЕГП.

Серед подальших напрямків дослідження БПЕГП потрібно відзначити: математичне моделювання БПЕГП, розробка креслень та виготовлення експериментальних зразків, експериментальне дослідження статичних та динамічних характеристик БПЕГП; ідентифікація математичної моделі БПЕГП.

Література

1. Ніконов О.Я., Скворчевський О.Є. Порівняльний аналіз схемних рішень електрогідрравлічних перетворювачів для систем приводів колісних та гусеничних машин спеціального призначення // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №1. – С. 57-64.
2. Патент України на винахід № 76766. Електрогідрравлічний підсилювач. Авт. Скворчевський О. Є., Заявка № 2004021138 від 17.02.2004 МПК (2006) F15B 3/00. Опубл. 15. 09. 2006, бюл. № 9.
3. Патент України на винахід № 75780. Пропорційний електромагніт. Авт. Скворчевський О.Є., Заявка № 20040705646 від 12.07.2004 МПК (2006) H01F7/08. Опубл. 15. 05. 2006, бюл. № 5.
4. Скворчевський О.Є. Математична модель багатофункціонального пропорційного електрогідрравлічного перетворювача // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 6. – С. 30 – 33.
5. Скворчевський О.Є. Багатофункціональний пропорційний перетворювач для електрогідрравлічних приводів колісних та гусеничних машин // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2006. – № 1. – С. 189-195.
6. Скворчевський А.Е. Комплект унифицированного гидравлического оборудования для систем гидроприводов мобильных машин // Східно-европейський журнал передових технологій. – 2004. – №4. – С. 13-15.
7. Скворчевський А.Е. Математическое моделирование функционирования клапанной гидроаппаратуры с электрическим пропорциональным управлением // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2004. – № 1. – С. 229-235.
8. Кохановский Н.В. и др. Факторы снижения виброактивности верхней ветви гусеничного обвода быстроходных транспортных машин. // Вестник НТУ «ХПИ». Транспортное машиностроение. – 2005. - №37. – С. 105-112.
9. Водченко О.П. К расчету устройств управления натяжением гусениц экономичного промышленного гусеничного хода. // Вестник НТУ «ХПИ». Транспортное машиностроение. – 2005. - №37. – С. 45-54.
10. Бархударов Л.Г., Петров В.А. Танки. Основы теории і конструкции. – М.: Изд. академии БТВ, 1968. – 353 с.
11. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. – М.: Изд. академии БТВ, 1973. – 602 с.

В.И. Соколов, А.А., Коваленко, И.К. Насонкина, Андрийчук А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ МАССОПЕРЕНОСА В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ

Приведена математическая модель процесса массопереноса в турбулентном потоке в каналах различной формы поперечного сечения. Рис.1. Ист. 4.

Процессы массопереноса в турбулентном потоке являются сложным физическим процессом. [1]. Трудности в его исследовании связаны с выбором модели турбулентности для замыкания уравнений движения Рейнольдса, которая определяет как достоверность результатов численного расчета, так и сложность вычислительной процедуры. В работе предложен вариант математической модели массопереноса в турбулентном потоке для цилиндрических и призматических каналов, который сочетает использование современных подходов к описанию турбулентного потока и допущений, позволяющих выполнить интегрирование дифференциальных уравнений математической модели.

Рассмотрим в декартовой системе координат канал произвольной формы (рис. 1) с несжимаемой рабочей средой. Теоретической основой моделирования турбулентного течения в таком канале является система уравнений движения Рейнольдса и неразрывности [2, 3]. Поскольку используемые в практике прикладных расчетов модели турбулентности определяют дополнительные турбулентные напряжения на основе концепции вихревой вязкости, то формально система уравнений Рейнольдса приводится к виду, подобному уравнениям Навье - Стокса,

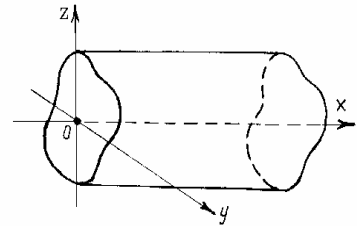


Рис.1. Канал в декартовой

$$\begin{aligned} & \rho \left(\langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} \right) \right); \quad (1) \\ & \rho \left(\langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial y} + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} \right) \right); \quad (2) \\ & \rho \left(\langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial z} + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} \right) \right); \quad (3) \end{aligned}$$

где ρ - плотность рабочей среды; $\langle u_x \rangle, \langle u_y \rangle, \langle u_z \rangle, \langle p \rangle$ - осредненные проекции скорости и давление; эффективная динамическая вязкость

$$\mu_{\text{eff}} = \rho(\nu + \nu_B). \quad (4)$$

Здесь ν_B - турбулентная (вихревая) вязкость.

Общепринятые упрощения в расчетах пограничных слоев, свободных струй и других сдвиговых турбулентных течений несжимаемой жидкости [2, 4] основываются на оценке порядка членов уравнений движения и отбрасывании величин значительно меньшего порядка. И, хотя для трехмерных потоков нельзя уменьшить общее число уравнений (за исключением осесимметричных течений), возможно существенное сокращение их составляющих.

Для рассматриваемых каналов положим

$$\langle u_y \rangle, \langle u_z \rangle \ll \langle u_x \rangle. \quad (5)$$

Так как поток направлен вдоль оси x , то можно пренебречь переносом количества движения в этом направлении и в уравнениях движения отбросить градиенты турбулентных и вязких напряжений. Это допущение апробировано при решении задач турбулентных сдвиговых течений в отмеченной выше литературе. Поэтому в уравнениях (1-3) исключаем соответственно составляющие вида

$$\frac{\partial^2 \langle u_x \rangle}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 \langle u_y \rangle}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 \langle u_z \rangle}{\partial x^2}.$$

Также, для потоков несжимаемой жидкости в закрытых руслах полагают давление одинаковым в плоскости поперечного сечения. Согласно принятому расположению цилиндрического канала в системе координат имеем

$$\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial z} = 0. \quad (6)$$

Исходя из выше изложенного, предварительно преобразовав уравнения движения (выделив и исключив в них уравнения неразрывности) и подставив (4), получаем следующую систему из уравнений движения и уравнения неразрывности

$$\begin{aligned}
& \langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{d\langle p \rangle}{dx} + \\
& (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 \langle u_x \rangle}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \langle u_x \rangle}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z}; \\
\langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} &= (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 \langle u_y \rangle}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \langle u_y \rangle}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z}; \\
\langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} &= (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 \langle u_z \rangle}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \langle u_z \rangle}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z}; \\
& \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} = 0. \tag{7}
\end{aligned}$$

Для замыкания системы используем k - ε модель турбулентности [4], где вихревую вязкость определим по "связке" Прандтля - Колмогорова

$$v_B = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{8}$$

а систему уравнений, связывающую кинетическую энергию турбулентности k и скорость ее диссипации ε , запишем с учетом (4)

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial (\langle u_x \rangle k)}{\partial x} + \frac{\partial (\langle u_y \rangle k)}{\partial y} + \frac{\partial (\langle u_z \rangle k)}{\partial z} = \\
& = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \frac{G}{\rho} - \varepsilon; \tag{9}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial (\langle u_x \rangle \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (\langle u_y \rangle \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (\langle u_z \rangle \varepsilon)}{\partial z} = \\
& = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \frac{G}{\rho} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + C_3 \frac{G^2}{\rho^2 k}. \tag{10}
\end{aligned}$$

Здесь G - скорость генерации турбулентности. Рекомендуемые значения эмпирических констант $C_v=0,09$; $\sigma_k=1,0$; $\sigma_\varepsilon=1,3$; $C_1=1,43$; $C_2=1,92$; в стандартной модели $C_3=0$, а модифицированной модели Чен-Кима $C_3=0,25$ [4].

В силу (5) и отмеченных выше особенностей рассматриваемого класса течений в выражении для скорости генерации турбулентности допустимо оставить только члены с поперечными градиентами осевой скорости

$$G = \tau_{xy}^t \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \tau_{xz}^t \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z}, \tag{11}$$

где турбулентные напряжения можно положить

$$\tau_{xy}^t = \rho v_B \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} \right) \approx \rho v_B \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y}; \tag{12}$$

$$\tau_{xy}^t = \rho v_B \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} \right) \approx \rho v_B \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z}. \quad (13)$$

Выражение (11) с учетом (12-13) принимает вид

$$G = \rho v_B \left(\left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} \right)^2 \right). \quad (14)$$

Диффузию «пассивной» примеси в потоке опишем уравнением турбулентной диффузии в однородной несжимаемой среде [1]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial t} + \langle u_x \rangle \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial z} = f(x, y, z, t) + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial x} + \langle u'_x C' \rangle \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial y} + \langle u'_y C' \rangle \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial z} + \langle u'_z C' \rangle \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь $\langle C \rangle$ - осредненное значение концентрации примеси; D – коэффициент молекулярной диффузии; u'_x, u'_y, u'_z, C' - пульсационные составляющие проекций скорости и концентрации; t - время; $f(x, y, z)$ - функция объемной плотности мощности источника примеси.

Согласно гипотезе Фика - Бусинеска имеем

$$\langle u'_x C' \rangle = -D_B \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial x}; \quad \langle u'_y C' \rangle = -D_B \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial y}; \quad \langle u'_z C' \rangle = -D_B \frac{\partial \langle C \rangle}{\partial z}, \quad (16)$$

где D_B – коэффициент турбулентной (вихревой) диффузии.

Тогда, подставив (16) в (15) и опустив индекс “<...>” осредненного значения (понимая в дальнейшем под концентрацией и проекциями скоростей их осредненные значения), получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial C}{\partial t} + u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} + u_z \frac{\partial C}{\partial z} = f(x, y, z, t) + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left((D + D_B) \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((D + D_B) \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left((D + D_B) \frac{\partial C}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Сопоставление численных значений коэффициентов молекулярной и турбулентной диффузии [1] позволяет заключить, что коэффициент молекулярной диффузии значительно меньше коэффициента турбулентной диффузии. Поэтому $D \ll D_B$, что позволяет привести уравнение (17) к виду

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} + u_z \frac{\partial C}{\partial z} = f(x, y, z, t) + \frac{\partial}{\partial x} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial z} \right). \quad (18)$$

Отдельно рассмотренные модели турбулентного течения и процесса диффузии в канале в совокупности позволяют предложить обобщенную модель массопереноса в потоке для цилиндрических и призматических каналов венти-

ляционных систем. Полученную модель составят уравнения (7), зависимость (8), уравнения (9-10) с подстановкой (14), а также уравнение (19). Опуская индекс «<...>» осредненного значения, общая система уравнений принимает вид

$$\begin{aligned}
 u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial u_x}{\partial z}; \\
 u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial u_y}{\partial z}; \\
 u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= (v + v_B) \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial v_B}{\partial y} \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial v_B}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial z}; \\
 \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} &= 0; \\
 v_B &= C_v \frac{k^2}{\varepsilon}; \\
 \frac{\partial(u_x k)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y k)}{\partial y} + \frac{\partial(u_z k)}{\partial z} &= \\
 = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + v_B \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right) - \varepsilon; \\
 \frac{\partial(u_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(u_z \varepsilon)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \\
 + C_1 \frac{\varepsilon v_B}{k} \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + C_3 \frac{v_B}{k} \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right)^2. \\
 \frac{\partial C}{\partial t} + u_x \frac{\partial C}{\partial x} + u_y \frac{\partial C}{\partial y} + u_z \frac{\partial C}{\partial z} &= f(x, y, z, t) + \frac{\partial}{\partial x} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D_B \frac{\partial C}{\partial z} \right).
 \end{aligned} \tag{19}$$

Граничные условия могут быть сформулированы следующим образом: на стенке канала проекции скорости должны быть равны нулю, вследствие «прилипания» среды. Нулевыми следует полагать и характеристики турбулентности k и ε , поскольку на стенке не может быть пульсаций скорости.

Граничные условия для концентрации определяются типом источника примеси и вытекают из требования отсутствия проникновения примеси сквозь стенки канала. Последнее условие сводится к равенству нулю нормальной производной от концентрации на границах канала.

Граничные условия на входе в канал для скорости задаются исходя из конкретно решаемой задачи. Задание же граничных условий для характеристик турбулентности должны соответствовать уровню турбулентности входного потока [4], исходя из числа Рейнольдса, входного профиля, формы канала.

Адекватность математической модели проверена сравнением экспериментальных и расчетных данных распределения концентрации и длины начального участка турбулентного потока в вентиляционных трубах промышленных предприятий и атомных станций. На основе полученных результатов сформиро-

ваны рекомендації по підвищенню точності контролю характеристик газоздушних вибросов вентиляційних систем.

Выводы

Предложена адекватная математическая модель процессов массопереноса в турбулентном газовом потоке каналов вентиляционных систем произвольной формы.

Литература

1. Недопекин Ф.В., Калужный Г.С., Коваленко А.А., Соколов В.И. Диффузионные процессы в стационарных газовых потоках. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2004. – 160 с.
2. Соколов В.И. Аэродинамика газовых потоков в каналах сложных вентиляционных систем. – Луганск: ВУГУ, 1999. – 200 с.
3. Коваленко А.А., Соколов В.И. и др. Основы технической механики жидкостей и газов: Учебное пособие для вузов. – Луганск: ВУГУ, 1998. – 272 с.
4. Гусенцова Я.А., Иващенко Е.А., Коваленко А.А. и др. Математическая модель аэротермодинамических характеристик систем воздушного отопления и вентиляции – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2006. – 64 с.

УДК.621.867

В.О. Турушин, М.О. Пронін

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ НЕПРИВОДНИМИ КОНВЕЄРАМИ НА ПОВІТРЯНІЙ ПОДУШЦІ З НАХИЛЕНИМИ ЖИВИЛЬНИМИ КАНАЛАМИ

На підставі теорії технічних систем одержано аналітичну залежність, що визначає вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність процесу переміщення вантажів неприводними конвеєрами на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами. Рис. 1. Дж. 4.

Виробничий процес, що має місце на сучасних промислових підприємствах, пов'язаний з переміщенням великої кількості вантажів, що здійснюється промисловим транспортом. З огляду на це, ефективність виробничого процесу значною мірою залежить від ефективності переміщення вантажів засобами промислового транспорту, до яких, зокрема, належать неприводні конвеєри на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами.

Відповідно до теорії технічних систем [1], ефективність переміщення вантажів неприводними конвеєрами на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами може бути визначена як

$$Ef = \frac{N_1}{N_2}, \quad (1)$$

де N_1 — потужність, необхідна для переміщення вантажу конвеєром;

N_2 — потужність, що витрачається для переміщення вантажу конвеєром.

Потужність, необхідна для переміщення вантажу конвеєром, складається з потужності, потрібної для руху вантажу і потужності, що вимагається для створення під вантажем повітряної подушки :

$$N_1 = WV_{cp} + pQ, \quad (2)$$

де W — сила опору руху вантажу;

V_{cp} — середня швидкість руху вантажу конвеєром;

p — середній тиск в повітряній подушці;

Q — витрата повітря, необхідна для створення повітряної подушки.

Потужність, що витрачається для переміщення вантажу конвеєром, становить :

$$N_2 = p_0Q, \quad (3)$$

де p_0 — тиск повітря в ресивері.

Сила опору руху вантажу :

$$W = wG, \quad (4)$$

де w — коефіцієнт опору руху вантажу;

G — вага вантажу.

Середня швидкість руху вантажу конвеєром :

$$V_{cp} \approx \frac{zl}{3600}, \quad (5)$$

де z — годинна продуктивність конвеєра;

l — довжина вантажу.

Середній тиск в повітряній подушці :

$$p = \frac{G}{S}, \quad (6)$$

де S — площа опорної поверхні вантажу.

Тиск повітря в ресивері :

$$p_0 = \frac{G}{c_y S}, \quad (7)$$

де c_y — коефіцієнт підйомної сили.

Витрата повітря, що необхідна для створення під вантажем повітряної подушки дорівнюватиме :

$$Q = V_{1cp} S_1 n_1 = V_{1cp} \bar{S}_1 S,$$

де V_{1cp} — середня швидкість повітря у вихідних отворах живильних каналів;

S_1 — площа живильного каналу;

n_1 — кількість живильних каналів, розташованих під вантажем;

\bar{S}_1 — відносна площа живильних каналів.

Поклавши

$$V_{1cp} = \alpha_1 V_1, \quad (8)$$

де α_1 — коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл швидкості у вихідному отворі живильного каналу;

V_1 — швидкість повітря біля бровки вихідного отвору живильного каналу, матимемо:

$$Q = \alpha_1 V_1 \bar{S}_1 S.$$

Беручи до уваги результати роботи [2], швидкість V_1 може бути визначена як

$$V_1 = \frac{\bar{S}_2}{\sqrt{2 + \bar{S}_2^2}} \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}},$$

де \bar{S}_2 — відносна площа вихідної щілини;

ρ — густина повітря;

тоді

$$Q = \frac{\alpha_1 \bar{S}_2}{\sqrt{2 + \bar{S}_2^2}} \bar{S}_1 S \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}. \quad (9)$$

Перший член правої частини формули (9) являє собою коефіцієнт витрати повітря :

$$\alpha = \frac{\alpha_1 \bar{S}_2}{\sqrt{2 + \bar{S}_2^2}}. \quad (10)$$

З урахуванням співвідношень (4) – (7), (9) рівняння (2) і (3) можна записати як:

$$N_1 = G \left(\frac{wz l}{3600} + \alpha \bar{S}_1 \sqrt{\frac{2G}{\rho S c_y}} \right), \quad (11)$$

$$N_2 = \alpha \bar{S}_1 G \sqrt{\frac{2G}{\rho S c_y^3}}. \quad (12)$$

Підставивши вирази (11) і (12) до співвідношення (1), знайдемо:

$$Ef = \frac{wzl}{3600\alpha\bar{S}_1} \sqrt{\frac{\rho c_y^3 S}{2G}} + c_y. \quad (13)$$

Згідно з [2],

$$c_y = \frac{2 + 2\alpha_1^2 \bar{S}_1 \bar{S}_2^2 \cos \varphi + (1 - \alpha_1^2) \frac{\bar{S}_1 \bar{S}_1^2}{\cos \varphi}}{2 + \bar{S}_2^2}. \quad (14)$$

Коефіцієнт α_1 можна обчислити, скориставшись рівнянням (8). Враховуючи обумовлений технологічними вимогами незначний кут нахилу живильних каналів, матимемо:

$$\alpha_1 = \frac{V_{1cp}}{V_1} \approx \frac{V_{1cp}^*}{V_1},$$

де V_{1cp}^* — середня швидкість повітря у вихідних отворах живильних каналів в разі їх вертикального розташування.

За В.І. Ханжонковим, розподіл швидкості в вихідних отворах живильних каналів в разі їх вертикального розташування становитиме [3]:

$$V_1(r) = e^{-\frac{0,5d-r}{H+h}},$$

де r — поточна координата (рис. 1);

d — діаметр живильних каналів;

H — глибина пазухи в тілі вантажонесучого елемента;

h — величина повітряного зазору між опорною поверхнею вантажу і поверхнею соплового пристрою.

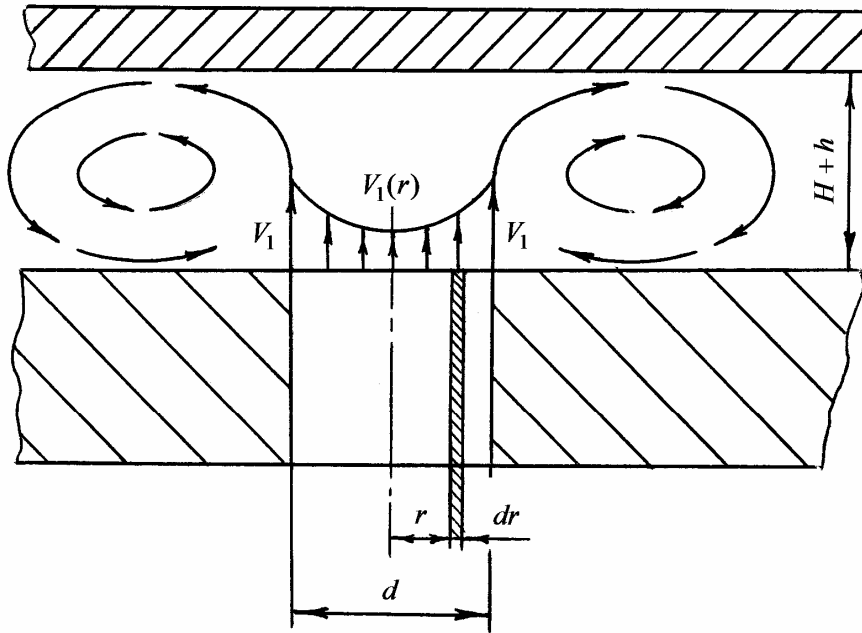


Рис. 1. Схема до визначення коефіцієнта α_1

З огляду на це,

$$V_{1cp}^* = \frac{\int_0^{0,5d} 2\pi r V_1(r) dr}{\int_0^{0,5d} 2\pi r dr} = 4V_1 \frac{H+h}{d} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right],$$

тоді

$$\alpha_1 \approx 4 \frac{H+h}{d} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]. \quad (15)$$

Підставивши вираз (15) до рівняння (10) і (14), а також враховуючи, що для прямокутного в плані вантажу

$$\bar{S}_2 = \frac{2(b+l)h}{\bar{S}_1 bl},$$

де b — ширина вантажу;
одержимо:

$$\alpha = \frac{4\sqrt{2} \frac{H+h}{d} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right] \frac{b+l}{\bar{S}_1} h}{\sqrt{1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2}}, \quad (16)$$

$$c_y = \frac{1}{1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2} + \frac{64 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 \cos \varphi}{1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2} +$$

$$+ \frac{2 \left\{ 1 - 16 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \right\} \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 / \cos \varphi}{1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2}. \quad (17)$$

Беручи до уваги формули (16) і (17), а також те, що $S = bl$,
 $w = 0,3e^{-6 \frac{h}{\Delta}} + 0,0008$ [4], остаточно матимемо:

$$Ef = \frac{z \sqrt{\rho b l^3} \left(0,0008 + 0,3e^{-6 \frac{h}{\Delta}} \right)}{2,88 \cdot 10^4 \sqrt{G} \frac{H+h}{d} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right] \left[1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2 \right] \frac{b+l}{bl} h} \times$$

$$\times \left(1 + 64 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 \cos \varphi + \right.$$

$$\left. + 2 \left\{ 1 - 16 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 / \cos \varphi \right\} \right)^{1,5} +$$

$$+ \frac{1}{1 + 2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1^2 b^2 l^2} h^2} \times \left(1 + 64 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 \cos \varphi + \right.$$

$$\left. + 2 \left\{ 1 - 16 \frac{(H+h)^2}{d^2} \left[1 - 2 \frac{H+h}{d} \left(1 - e^{-0,5 \frac{d}{H+h}} \right) \right]^2 \right\} \frac{(b+l)^2}{\bar{S}_1 b^2 l^2} h^2 / \cos \varphi \right),$$

де Δ — висота нерівностей поверхні соплового пристрою.

Аналіз одержаної залежності показав, що із одинадцяти факторів, які визначають ефективність процесу переміщення вантажів неприводними конвеєрами на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами, факторами оптимізації можуть бути лише чотири, а саме: кут нахилу живильних каналів φ , діаметр живильних каналів d , відносна площа живильних каналів \bar{S}_1 і глибина пазухи в тілі вантажонесучого елемента H .

З метою визначення оптимальних значень кута нахилу живильних каналів, діаметра живильних каналів, відносної площі живильних каналів і глибини пазухи в тілі вантажонесучого елемента, відповідно φ_{opt} , d_{opt} , \bar{S}_{1opt} і H_{opt} , при переміщенні вантажів шириною 0,2...1,0 м, довжиною 0,2...1,0 м, вагою 1...1000 Н на відстань 10...100 м із годинною продуктивністю 100...1000 шт/год було проведено обчислювальний експеримент. В якості плану експерименту була вибрана дробова репліка 2^{5-1} з генеруючим співвідношенням $X_5 = X_1 X_2 X_3 X_4$ і визначальним контрастом $+1 = X_1 X_2 X_3 X_4 X_5$. Оптимальні значення кута нахилу живильних каналів, діаметра живильних каналів, відносної площі живильних каналів і глибини пазухи в тілі вантажонесучого елемента для умов u -го дослідження, відповідно $\varphi_{opt u}$, $d_{opt u}$, $\bar{S}_{1opt u}$ і $H_{opt u}$, обчислювались за допомогою комп'ютерної програми Mathcad 11 методом крутого сходження. Оптимум шукався всередині області $10 \leq \varphi \leq 30^\circ$, $2 \leq d \leq 4$ мм, $0,5 \leq \bar{S}_1 \leq 1,0$ % і $0 \leq H \leq 1$ мм; в якості плану експерименту при проведенні першої серії дослідів була використана дробова репліка 2^{4-1} з генеруючим співвідношенням $x_4 = x_1 x_2 x_3$ і визначальним контрастом $+1 = x_1 x_2 x_3 x_4$.

Відповідно до результатів експерименту, $\varphi_{opt} = 30^\circ$, $d_{opt} = 2$ мм, $\bar{S}_{1opt} = 1$ %, а $H_{opt} = 1$ мм. Досягнута при цьому ефективність процесу переміщення вантажів становить $E_f = 0,8 \dots 0,9$.

Висновки

1. На підставі теорії технічних систем одержано аналітичну залежність, що визначає вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність процесу переміщення вантажів неприводними конвеєрами на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами.
2. Дано рекомендації щодо визначення рівнів конструктивних і експлуатаційних факторів, які забезпечують максимальну ефективність процесу переміщення вантажів неприводними конвеєрами на повітряній подушці з нахиленими живильними каналами.

Література

1. Голубенко А.Л. Теория технических систем: Учебное пособие.- К.: Арістей, 2004.- 240 с.
2. Пронин М.А., Турушин В.А. Подъемная сила конвейеров на воздушной подушке с наклонными питающими каналами // Вісник СХУ ім. Володимира Даля.- 2005.- № 10(92).- С. 162 - 166.
3. Ханжонков В.И. Аэродинамика аппаратов на воздушной подушке.- М.: Машиностроение, 1972.- 328 с.
4. Бшеш Наием Юсеф . Совершенствование конвейеров с воздушной подушкой, транспортирующих штучные грузы: Дис...канд. техн. наук : 05.22.12.- Луганск, 1994.- 179 с.

А.В.Узунов

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОДУЛЬНЫЙ ПОДХОД

Рассмотрен подход к построению принципиальных схем и математических моделей для объектов гидропневмосистем, который основан на использовании структуры процесса работы и применении модулей. Проведена оценка эффективности применения модульного подхода для построения математических моделей.

Мотивация. Одним из показателей эффективности проектирования являются сроки создания объектов. Проектирование представляет собой поэтапный процесс. В последние десятилетия в разработке устройств и систем гидропневмоавтоматики число и содержание этапов проектирования относительно стабилизировалось [1,2]. Сроки выполнения этапов в значительной степени зависят от применяемых подходов. Подходы зависят от особенностей задач каждого этапа [3]. Одним из путей сокращения сроков выполнения этапов является многократное применение однотипных фрагментов – модулей [4]. Такой подход получил название модульного подхода. Однако не для всех этапов проектирования применение модулей получило должное развитие. В большей степени это касается наименее формализуемых этапов – построения принципиальных схем и математических моделей. В тоже время существует предметная область – проектирование компьютерных программ, где такие же, плохо поддающиеся формализации, вопросы применения модульного подхода в значительной мере решены. Они нашли отражение в структурном программировании, объектно-ориентированном подходе к проектированию программ, а также программных инструментальных средствах [5,6].

Использовать подходы программирования для проектирования агрегатов гидропневмосистем затруднительно ввиду различия между агрегатами и алгоритмами. Однако идеи, заложенные в подходах, могут быть применены для повышения эффективности проектирования рассматриваемых объектов.

Целью работы является оценка эффективности применения модульного подхода в проектировании объектов гидропневмосистем на этапах построения принципиальных схем и математических моделей.

Достижение цели предполагало решение задач:

- Разработка модульного подхода для построения принципиальных схем и моделей объектов гидропневмосистем.
- Определение критерия и оценка эффективности применения модулей.

Результаты

Модульный подход для построения принципиальных схем и моделей объектов гидропневмосистем

Сложность задачи создания объектов гидропневмосистем обусловлена многогранностью аспектов объекта, затрагиваемых в ходе проектирования. Это принципы и рабочие процессы в объекте, характерные разнообразием и сложностью понимания; применяемые средства, также разнообразные по своей природе и возможному исполнению; способ объединения средств – схемы соединений, имеющие различные варианты реализации; конкретизация параметров, требующая построения модели и моделирования для их тонкой настройки, и др.

Предложенный подход опирается на традиционные этапы проектирования и расширяет применение модулей благодаря ряду особенностей.

Первая особенность состоит в формировании модулей начиная с этапа построения структуры процесса работы объекта, т.к именно на этом этапе модули становятся различимы. Процесс работы объекта представляют в виде структуры, составленной из отдельных действий. Для ее изображения применяют ориентированные графы [7]. В них качестве базовых информационных средств используется графический элемент в форме стрелки с меткой содержания. Этот элемент отображает начало действия, его протяженность, завершение, направленность и содержание (рис.1,а).

Даже повторное использование структурных частей объекта в ходе двух этапов проектирования дает эффект сокращения времени на его создание. Но больший эффект достигим в случае применения модульной организации структуры объекта.

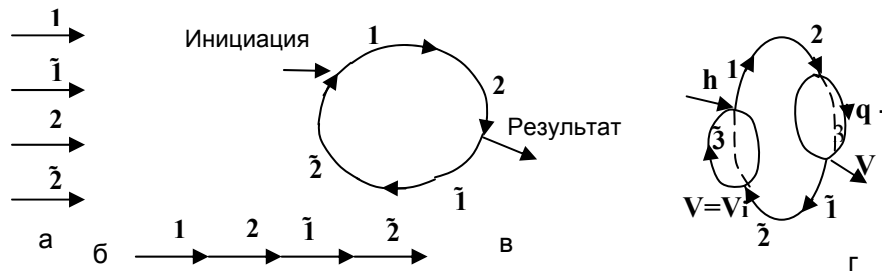


Рис. 1. Этапы построения структуры процесса работы модуля: а – перечень действий; б – алгоритм получения результата; в – циклическая структура (модуль 1-го уровня), где 1 – основное действие, $\bar{1}$ – действие, обратное основному, 2-действие включения, $\bar{2}$ – действие отключения; г - структура процесса работы модуля 2-го уровня (формирование функции преобразования $h \rightarrow V$)

Вторая особенность подхода состоит в критериях объединения отдельных действий в модули. Выполнение процесса в «условиях» объекта приводит к «извлечению» из него полезных свойств, которые проявляются в получении некоторых функций. Одним из признаков модуля является функциональность. Формирование функции в объекте является результатом выполнения действий в соответствии с заданным алгоритмом. Для отображения такого алгоритма в структуре процесса используется цепочка, составленная из отдельных действий (рис.1,б).

Другим признаком модуля является возможность его повторного использования. В структуре процесса этот признак отображается путем замыкания начала первого действия цепочки с концом последнего, что приносит эффект цикличности. Кроме этого в замкнутую цепочку включают пары взаимно обратных действий, что обеспечивает возможность повторения процесса и, соответственно, возможность многократного получения результата (рис.1,в).

Таким образом, в структуре процесса работы объекта формируют фрагменты по двум признакам: а) выполнения некоторой функции; б) замкнутости (возможности повторения). Эти фрагменты используют как модули.

Третья особенность подхода состоит в способе объединения в объекте отдельных модулей. Эффект получения одной функции достигается в ходе выполнения циклического процесса, определяющего модуль. Для получения набора функций в объекте выполняются несколько процессов, соответственно определяющих другие модули. Координация нескольких процессов обеспечивается охватывающим процессом. Структура такого процесса

объединяет в себе модули и сама определяет модуль более высокого уровня (рис.1г). При этом уровень обозначает кратность применения модуля. Первый уровень соответствует появлению модуля, а более высокие уровни – большей кратности его использования. Если в такой структуре многократно используются однотипные модули, то это позволяет сократить сроки создания объекта.

Следующими этапами после формирования структуры, являются получение принципиальной схемы и математического описания процесса функционирования. По своей природе принципиальная схема и математическое описание являются представлениями одного и того же объекта, отличающиеся степенью детализации. Это означает, что они едины с позиций объекта и, следовательно, имеют инвариантную часть, которая присутствует в этих представлениях. Таким инвариантом является структура процесса работы объекта. Причем если структура построена на основе модулей, то эти модули могут сохраняться и в других формах представлений.

Четвертая особенность подхода состоит в способе получения принципиальной схемы. Принципиальная схема может быть получена из структуры процесса работы. Для этого каждой паре взаимно обратных действий структуры ставятся в соответствие изображения формальных средств, конкретизирующих принцип выполнения действий. Входы и выходы этих средств соединяют согласно порядку активизации выполняемых ими действий, который определяет структура процесса. При этом условия активизации, порядок следования, направленность и содержания действий структуры переходят в порядок соединений, ориентацию и принцип выполнения каждого действия соответствующих формальных средств схемы (рис.2). Объединения

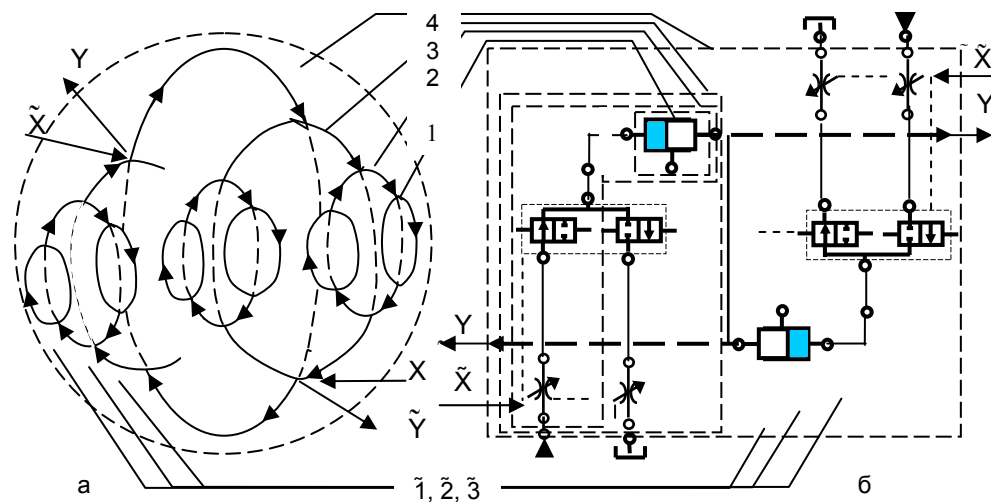


Рис. 2. Наследование структуры -(а в схеме -(б модуля 4-го уровня (гидравлический привод двухстороннего действия). 1,2,3,4 – модули прямого действия соответствующих уровней, $\tilde{1}, \tilde{2}, \tilde{3}$ – модули обратного действия

формальных средств, принадлежащих одному циклическому фрагменту структуры, отображают соответствующие им модули.

Пятая особенность подхода состоит в способе получения математической модели объекта из принципиальной схемы. Математическое описание получают путем детализации формальных средств схемы математическими зависимостями. Каждое формальное средство заменяется парой зависимостей, содержания которых соответствуют прямому и обратному действиям. Математические зависимости задают отношения между

параметрами формальных средств и переменными, характеризующими информацию и энергию. Ориентируют зависимости в направлении действий, а располагают в порядке следования действий в структуре процесса. Полученное таким способом математическое описание наследует как структуру процесса работы объекта, так и свойства, привносимые принципиальной схемой. Структура процесса переходит в условия активизации, порядок следования, направленность и содержание обобщенных математических зависимостей описания. Принципы выполнения действий переходят в конкретизацию формальных параметров и их отношений к переменным процесса функционирования математических зависимостей.

Математическое описание, совмещенное с алгоритмом вычислений, представляет собой модель, которая обладает структурной адекватностью по отношению к процессам в объекте - прототипе.

Рассмотренные этапы согласованы с общим алгоритмом проектирования объектов (рис.3).

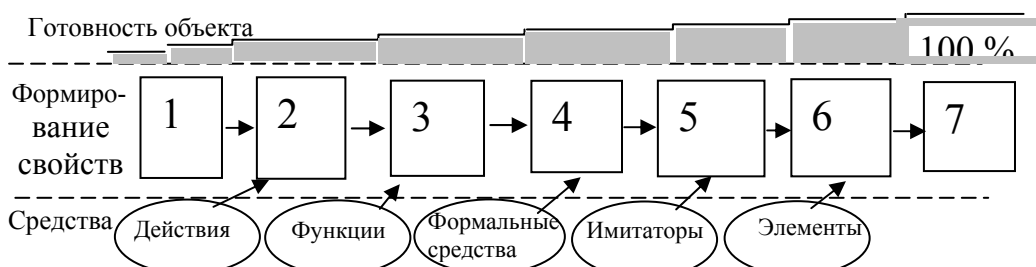


Рис. 3. Схема алгоритма проектирования 1- выбор принципа, 2 – построение описания процесса работы, 3- формирование структуры, 4- получение принципиальной схемы, 5 – получение модели и имитация работы, 6 – выбор конструкций элементов, 7 – компоновка объекта

Таким образом, предложенный подход расширяет применение модулей и детализирует структуру процесса работы объекта при получении принципиальной схемы и математической модели.

Определение критерия и оценка эффективности применения модулей

Математическую модель объекта в обобщенном виде представляют совокупностью элементов и связей между ними [8]

$$M = (E, S),$$

где $E = \{e_i, i \in I\}$ – множество элементов, $S = \{s_i, i \in I\}$ – множество связей между этими элементами.

Использование некоторого подхода проектирования в общем случае позволяет из E элементов образовать объект с назначенными функциями путем установления между ними S связей. Традиционный поэлементный подход не регламентирует способ выбора элементов и установления связей. Напротив, модульный подход, использующий модули, задает порядок выполнения проектных шагов. Сравнения подходов предложено выполнять по отношению к конечному результату – модели объекта с заданными функциями. При этом, в каждом из вариантов получения объекта - применения поэлементного и модульного подхода, число элементов и число связей между ними должно быть одинаковым. Различие между двумя подходами проявится в числе выполненных проектных шагов. Поэтому эффективность подхода к проектированию объекта может оцениваться по числу шагов, выполнение которых приводит к получению планируемого результата.

Проектирование предполагает выполнение следующих шагов: выбор типов и числа элементов E , проверку элементов, формирование S связей между элементами и их проверку.

Приняты следующие условия. Для поэлементного и модульного подходов используется достаточный элементный базис, единожды созданный и не требующий дополнительных проверок. Набор функций объекта задан. Общее окончательное число элементов и число связей в моделях объектов, построенных на основе поэлементного и модульного подходов, одинаковое т.е. $E_t = E_m$; $S_t = S_m$, где E_t , S_t и E_m , S_m – количество элементов и количество связей соответственно, принятое для поэлементного и модульного подходов.

Используемые элементы не требуют проверок, следовательно, определять их количество для оценки эффективности подхода не нужно. Необходимо определить общее число связей между элементами в объекте. Модульный алгоритм, в отличие от поэлементного, позволяет проследить зависимость числа связей от набора заданных свойств, и, следовательно, определить число связей для объекта с заданными функциями. Определим требуемое число связей, используя структурное представление объекта.

Минимальный модуль (модуль 1-го уровня) в структурном представлении включает четыре действия. Они имеют следующие содержания: производящее действие, обеспечивающее получение желаемого результата; восстанавливающее действие, приводящее к восстановлению производящей способности; контролирующее действие, обеспечивающее получение факта завершения производящего действия; контролирующее действие, обеспечивающее получение факта завершения восстанавливающего действия.

Для объединения четырех действий в структуру модуля минимально необходимо использовать 4 связи, т.е. $S_1 = 4$. Примем также, что число связей для модуля каждого последующего уровня увеличивается на K . Тогда общее число требуемых связей для модуля i – того уровня определяет рекуррентное соотношение

$$S_i = 2 * S_{i-1} + K, \quad (1)$$

где $i=1,2,3...n$ – число уровней, S_{i-1} – число связей для модуля предыдущего уровня, при этом для $i=1$ $S_0=0$. Для объединения двух модулей минимально необходимо выполнить два действия - проконтролировать факты завершения работы каждого модуля. Объединение указанных действий со структурами двух модулей требует дополнительного введения 4-х связей, т.е. $K = 4$. Используя соотношение (1) получим требуемое число связей для модулей разных уровней (Табл.1).

Таблица 1

Уровень модуля (i)	1	2	3	4	5	6
Число связей (Si)	4	12	28	60	124	252

Такое же число связей будет задействовано и для модели объекта, построенной в соответствии с поэлементным подходом.

Неформальные фазы традиционного поэлементного подхода определяют необходимость проверок всех связей, вводимых в ходе проектирования объекта. Т.е. при построении модели объекта с заданными функциями согласно поэлементному подходу число проверок соответствует числу связей. Предлагаемый модульный подход позволяет сократить количество требуемых проверок при сохранении объекта и достижении цели. Число проверок соответствует числу использованных связей в ходе объединения элементов. Число проектных шагов соответствует числу проверок. Проведем расчет необходимого числа проверок Z при использовании модульного подхода.

В предлагаемом подходе использованы модули. Преимуществом переходов от модуля к модулю позволяет не повторять проверки, выполненные при формировании модуля предыдущего уровня. Это означает, что проверять нужно только связи, вводимые при переходе к следующему уровню модуля. Так как число дополнительных связей, в случае перехода к следующему уровню модуля, равно K , то общее число дополнительных связей для модуля i – того уровня определяет зависимость:

$$S_{mi} = K * i. \quad (2)$$



Рис. 4. Число необходимых проверок без учета преемственности - (1 и при модульном подходе - (2

соответствует числу использованных связей $Z=S$, проведем сравнения числа требуемых проверок для проектирования объектов с одинаковым числом элементов и связей, но построенных по разным подходам. Результаты, полученные на основе зависимостей 1 и 2 показывают, что предлагаемый подход сокращает число требуемых проверок (рис.4). К примеру, для устройства в котором используется модуль 2-го уровня общее число проверок уменьшено с 12 до 8. Для более сложного устройства, в котором используется модуль 5-го уровня

общее число требуемых проверок уменьшено со 124 до 20, т.е. более чем в 6 раз.

Выводы

1. Свойство модульности присуще следующим этапам проектирования: построение структуры, разработка принципиальной схемы и модели.
2. Различие между модулями на разных этапах проектирования состоит в степени детализации.
3. Преемственность между модулями на разных этапах проектирования и в средствах описания функций обеспечивает достижение структурной адекватности модели.
4. Использование модульного подхода сокращает сроки проектирования, и величина эффекта увеличивается с увеличением сложности объекта.

Литература

1. Д.Диксон Проектирование систем: изобретательство, анализ и принятие решений. Пер. с англ.-М.: «МИР», 1969. -440с. 2. The engineering design process/Atila Ertas, Jesse C. Jones, John Wiley& Sons, Inc. 1993. -515p. 3. System dynamic: a unified approach/ Dean C. Karnopp, Donald L.Margolis, Ronald C. Rosenberg. A WILEY-INTERSCIENCE PUBLICATION John Wiley & Sons Inc. !990.-514p. 4. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник.-2-е изд., перераб. и доп.-М.:Машиностроение,1988.-512с. 5. Дал У., Дейкстра Э.,Хоор К. Структурное программирование.-

М.:Мир, 1975.-247с. 6. Буч Г. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения. –М.:Конкорд, 1992 с.519. 7. Управление в технических системах с газовыми и жидкими компонентами: Учебное пособие/ Ю.А.Абрамов, А.П.Губарев А.В.Узунов, А.А.Деревянко, С.П. Карлаш.-К:ИСМО. 1997.-288с. 8. Информационные технологии в испытаниях сложных объектов:методы и средства/ Скурихин В.И., Квачев В.Г., Валькман Ю.Р., Якоанко Л.П.; Отв.ред.Египко В.М., АН УССР. Ин-т кибернетики им. В.М.Глушкова.- Киев: Наук.думка, 1990.-320с.-ISBN 5-12-001288-4.

УДК622.00.25

З.Л.Финкельштейн, С.С. Денищик

СТЕНДЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОСИСТЕМ С ПОМОЩЬЮ МНОГОФАЗНОГО ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

Предложен принципиально новый стенд, выполненный на базе многофазного пульсирующего гидропривода. Это позволит существенно снизить затраты на очистку и применять в качестве промывочных любые, самые агрессивные, жидкости, работающие при любом давлении. Рис.1.Ист.2.

Проблемы и способы их решения

Важнейшим условием обеспечения долговечности работы гидроприводов является чистота деталей, узлов и трубопроводов, поступающих на сборку. Промывка деталей перед сборкой весьма ответственный и дорогостоящий процесс. На промывку деталей для гидроприводов самолетов, например, затрачивается 12% их общей стоимости. Загрязнения с деталей должны смываться турбулентными потоками жидкости со скоростями, обеспечивающими толщину ламинарного подслоя значительно меньшую, чем диаметр смываемой частицы. Одним из путей достижения такой скорости является применение маловязких жидкостей, т.к. при этом уменьшается ламинарный подслоя. Значительное повышение эффективности очистки от загрязнений отдельных деталей позволяет получить ультразвуковая промывка. Качество промывки зависит от параметров ультразвукового поля, рабочей среды, технологической наследственности (т.е. операций, предшествующих очистке), характеристики загрязнений, характеристики изделий (масса, материал, микрорельефы, конфигурация), способов хранения и т.д. Сама по себе степень очистки носит вероятностный характер и не может точно прогнозироваться для конкретной детали. Кроме того, после ультразвуковой очистки необходимо вводить дополнительную операцию очистки. Поэтому ультразвуковая очистка рациональна при крупносерийном производстве и не пригодна для разнородных деталей и сборочных единиц.

Кавитационные процессы при промывке можно создать с помощью кавитационной шайбы. Однако применение кавитации может привести к серьезной деформации поверхности деталей. Поэтому областью применения кавитационного метода промывки может быть лишь очистка каналов, полостей агрегатов, переходников, фиттингов при условии подбора такого режима, который не вызвал бы эрозии металла. Для промывки отдельных трубопроводов, а тем более собранных трубопроводных систем этот метод неприемлем ввиду ограниченной зоны развитой кавитации. Разрабатываемые различными организациями промывочные стенды отличаются в основном принципом возбуждения колебаний давления, конструкцией блока акустической развязки (чтобы не возбуждать ко-

В трубопроводах после поршней встроены подвижные диафрагмы 3 и 8 со ступенчатой перегородкой, повышающие расход жидкости, идущей на промывку при малом эксперименте.

Как и плунжеры, диафрагмы взводятся либо пружинами, либо под действием давления подпора. В последнем случае ступенчатая перегородка из-за неравенства сил движется в сторону меньшей площади.

Схема, показанная на рис. 1,а, более простая, но требует очистки промывочной жидкости внесистемными фильтрами. Это вызывает потребность еще в одном приводе, каскаде фильтров, фильтроэлементы которых, как известно, не регенерируются.

При конструктивном выполнении промывочного устройства по схеме, показанной на рис. 1,б, оба эксцентрика (основного и подпиточного насоса) располагаются на одном валу, гидродинамический фильтр обеспечивает непрерывную очистку поверхности фильтроэлемента от осевших на нее частиц и складирование этих частиц в бункере. Объем бункера таков, что позволяет опорожнять его только при профилактических осмотрах стенда.

Схема, показанная рис. 1,в, предназначена для работы на разных жидкостях.

Поскольку поршни находятся в противофазах, подача жидкости в систему носит синусоидальный характер.

Мгновенное изменение производительности насоса

$$Q_n = eS\omega \sin \omega t, \quad Q_{n \max} = eS\omega,$$

где S – площадь поршня;

e – эксцентриситет,

ω – частота вращения вала насоса.

За время одного оборота подача жидкости в систему будет происходить дважды.

Подача жидкости за один оборот

$$q_{об} = 2eS * 2 = 4eS.$$

Минутная подача насоса

$$Q_n = q_{об} n = 4eSn = \frac{120\omega}{\pi} eS.$$

Средняя секундная производительность

$$Q_{н.ср} = \frac{2\omega}{\pi} eS.$$

Отношение максимальной производительности к средней

$$k = \frac{Q_{н. \max}}{Q_{н. ср}} = \frac{\omega Se \pi}{2\omega eS} = \frac{\pi}{2} = 1.57.$$

Если не учитывать ступенчатость диафрагмы, то можно принимать, что подача жидкости осуществляется обычным двухплунжерным эксцентриковым насосом с вынесенными клапанами.

Расход жидкости на промывку

$$Q_{\Pi} = mQ_n,$$

где m – кратность диафрагмы.

Регулировка частоты пульсации осуществляется изменением частоты вращения вала приводного двигателя, амплитуды расхода – соотношением площадей диафрагм, амплитуды давления – сопротивлением дросселя на выходе промываемых трубопроводов.

На рис. 1 в дан вариант гидравлической схемы для тех случаев, когда в качестве промывочной жидкости необходимо применить кислоту, сильный щелочной раствор или другую химически активную жидкость. Подача такой жидкости под большим давлением, как правило, технически трудно осуществима, так как пропускать ее через насос с обычными материалами, подшипниками, уплотнениями невозможно, а переход на каменное литье для всех деталей насоса означал бы снижение во много раз КПД при требуемых давлениях. Поэтому обычно в таких жидкостях детали “намокались”, выдерживались определенное время, нейтрализовались, а затем только промывались. Не говоря уже о низкой эффективности химической реакции в застойной среде, промывка резко удорожалась и удлинялась во времени.

В стенде по схеме (см. рис. 1,в) можно подавать непрерывно под давлением любую жидкость с высоким пульсирующим давлением и расходом. Жидкости в гидросистеме разделяют колеблющиеся с частотой вращения привода диафрагмы. Отличие одной схемы (см. рис. 1,в) от другой (см. рис. 1,а) заключается в том, что в момент всасывания клапаны 6 и 13 (или 7 и 14) всасывают разные жидкости: первый – минеральное масло, наиболее благоприятное для работы насоса, второй – химически активную промывочную жидкость. При этом первый (6 или 7) клапан только пополняет утечки, второй – заполняет правую (по рисунку) подпоршневую полость диафрагмы. Поскольку во втором варианте промывочная жидкость после очистки не идет в насос и, кроме того, основную роль играет химическая реакция, значение фильтрования не столь велико, как в первом варианте.

Надежность насоса, работающего на чистом минеральном масле средней вязкости ($\nu_{50} = 30-50 \text{ мм}^2/\text{с}$), значительно выше, чем на промывочной жидкости. Если же проблема очистки промывочной жидкости и в этом случае стоит достаточно остро, то решается она присоединением подпиточного насоса по типу выполненного для промывки (разнесенные клапаны, диафрагмы) с запиткой загрязненной жидкости из системы клапанами по правую сторону диафрагмы (аналогично клапанам 13 и 14) и с подачей выпрямленного потока на фильтр, изготовленный из нержавеющей деталей и подсоединенный к клапанам 13 и 14.

Выводы

Предложены и рассчитаны ряд гидравлических схем промывочных стендов на базе двухфазного пульсирующего гидропривода, обеспечивающие высокое качество промывки, высокий КПД установки и не ограничивающий применение различных промышленных жидкостей.

Литература

1. А.С.426038(СССР). Гидравлический механизм подачи выемочной машины. Авт.изобр. З.Л.Финкельштейн, А.Р.Агранат. Опубл.в Б.И., 1974, N16.
2. Финкельштейн З.Л. "Применение и очистка рабочих жидкостей горных машин" – М.: Недра, 1986 – 232 с.

УДК 621.65

К. А. Хацко

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА И МОДЕРНИЗАЦИЯ НАСОСОВ ТИПА ЦНС

С целью снижения шума и вибраций, улучшения динамических характеристик насоса, а также упрощения конструкции насосного агрегата проведены мероприятия по модернизации насоса. Разработанная методика может быть применена для модернизации центробежных насосов другой конструкции. Рис.6. Табл.4. Ист.3.

Вступление

Типовая конструкция центробежных насосов типа ЦНС остается неизменной с момента её разработки и не соответствует современному техническому уровню отрасли. Одна из причин связана с тем, что подшипники дублируют щелевые уплотнения, которые сами по себе могут обеспечить центровку ротора во время работы насосного агрегата. Технологическая несоосность статорных элементов приводит к повышенной нагрузке на подшипники, особенно со стороны устройства осевой разгрузки ротора центробежного насоса (гидропаты), в котором расположена радиальная щель с высокой радиальной жесткостью, которая обусловлена высоким дросселируемым перепадом давления на ней.

Как было показано ранее [1], на стационарном режиме щелевые уплотнения успешно выполняют функции радиальных опор. Процессы же пуска и выбега насосного агрегата недостаточно исследованы, хотя представляют практический интерес. При отказе от подшипниковых узлов в щелевых уплотнениях во время пуска и выбега происходит механический контакт между их статорной и роторной частями, что приводит к их износу.

Таким образом, при разработке вышеуказанных машин необходимо решение нестационарной задачи, методика решения которой указана в работе с участием автора [2]. В настоящей работе рассматривается развитие методики и её приложения к модернизации насосов.

Модернизация насоса ЦНС-105-294

С целью снижения шума и вибраций, а также упрощения конструкции ротора насосного агрегата был проведен ряд мероприятий по модернизации насоса, описание и численный анализ которых изложен ниже.

Определение собственных частот — традиционный динамический расчет ротора центробежного насоса. Если расчетное значение первой собственной частоты выше частоты вращения с запасом более 30% при номинальных и "изношенных" зазорах, динамическое состояние ротора может считаться удовлетворительным, а если нет — необходимы дальнейшие исследования. Для повышения первой собственной частоты возможны следующие решения — повышение жесткости вала за счет увеличения его диаметра; повышение жесткости щелевых уплотнений за счет варьирования их геометрических параметров и повышения перепадов давления на них (например, устранением

вращения потока в передней пазухе). Однако эффективность этих мероприятий невелика, не следует рассчитывать на повышение первой собственной частоты более чем на 10% - 15%. Повышение демпфирования и снижение циркуляционных сил в щелевых уплотнениях может стабилизировать ротор даже при недостаточной отстройке собственной частоты. Это достигается увеличением длины передних и межступенных уплотнений, разбивкой длинных щелей уплотнений вала на 2 части, устранением закрутки на входе в уплотнение [3].

Поэтому удлинение щелевых уплотнений, установка ребер в передней пазухе, разбивка длинной радиальной щели гидропаты, которые будут предложены для модернизации насоса, являются мероприятиями по обеспечению виброненадежности ротора насосного агрегата.

Конструкция стандартного насоса ЦНС-105-294 содержит следующие элементы, модернизация которых будет предложена ниже: два подшипниковых узла, два концевых уплотнения вала торцевого типа, шесть передних уплотнений рабочих колес, пять межступенных уплотнений и радиальную щель гидропаты.

Модернизация данной конструкции предусматривает следующее:

- отказ от подшипникового узла, испытывающего повышенную нагрузку (и, соответственно, имеющего меньшую работоспособность и долговечность по сравнению с другим подшипниковым узлом) из-за расположения вблизи радиальной щели гидропаты, которая имеет высокую жесткость;
- и как следствие – отказ от концевой уплотнения вала со стороны устройства осевой разгрузки в связи с отсутствием необходимости в нем;
- удлинение щелевых уплотнений (передних уплотнений рабочих колес и межступенных уплотнений);
- установка ребер в передней пазухе;
- разбивка длинной радиальной щели гидропаты на две части.

Полученная после модернизации конструкция представлена на рис.1.

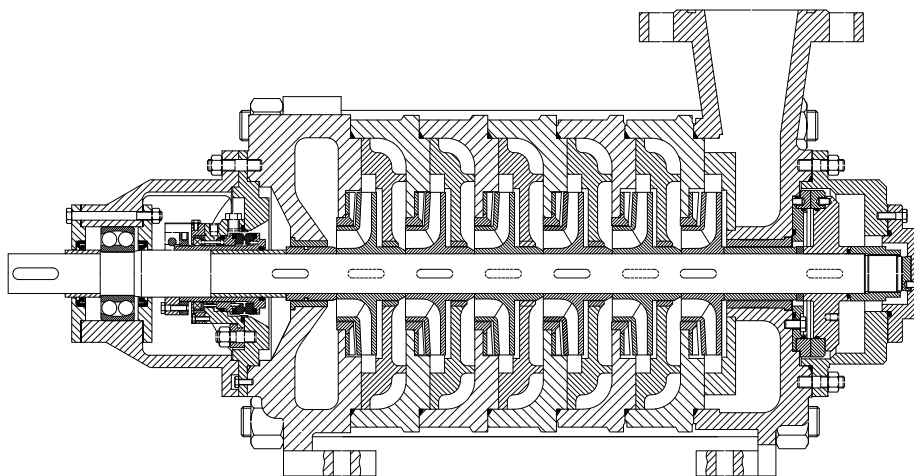


Рис. 1. Насос ЦНСн 105-294М

Ниже приводятся расчетная схема (рис.2), в которой вал задается как объект с распределенными свойствами, рабочие колеса и втулки — как сосредоточенные массы, а действие уплотнений сведено к упруго-

демпфирующим дискретным элементам, и таблицы результатов расчета щелевых уплотнений стандартного насоса и модернизированного (табл.1-2). Но расчет будет не полным без данных по «аварийному» износу щелевых уплотнений, который имеет место в конечной фазе ресурса насосного агрегата. Поэтому также проводим расчеты динамических параметров уплотнений, принимая «аварийное» увеличение первоначального зазора в два раза, таким образом проверяя работоспособность насоса в ситуациях, близких к аварийным. Результатами последних дополняем таблицы 1 и 2.

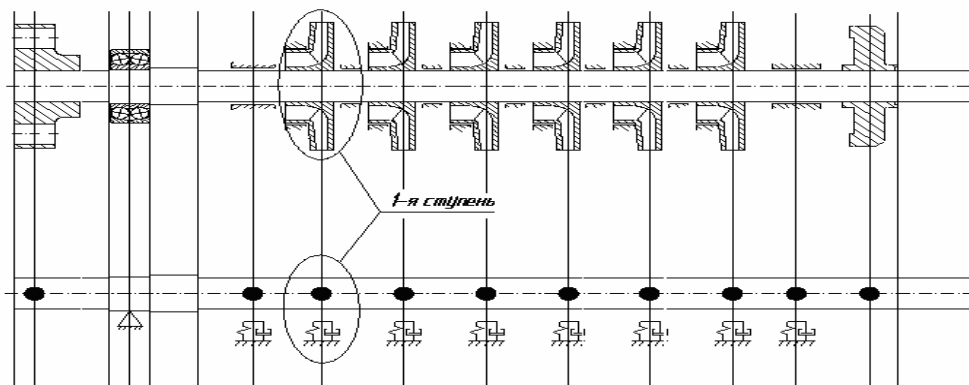


Рис. 2. Расчетная схема ротора насоса ЦНСн 105-294М

Таблица 1
Результаты расчета динамических параметров щелевых уплотнений стандартного насоса ЦНС-105-294

Наименование уплотнения	Коэффициент жесткости	Коэффициент демпфирования	Коэффициент циркуляционных сил	Присоединенная масса
	k, Н/м *10 ⁶	b, Нс/м *10 ³	q, Н/м	
Переднее	1,234	0,344	0,5	0,392
Межступенное	0,457	0,230	0,5	0,289
Гидропятя	5,512	22,827	0,5	10,942
При «аварийном» износе уплотнений				
Переднее	0,583	-0,117	0,5	0,196
Межступенное	0,224	-0,040	0,5	0,144
Гидропятя	4,215	8,851	0,5	5,471

Таблица 2
Результаты расчета динамических параметров щелевых уплотнений модернизированного насоса ЦНСн 105-294М

Наименование уплотнения	Коэффициент жесткости	Коэффициент демпфирования	Коэффициент циркуляционных сил	Присоединенная масса
	k, Н/м *10 ⁶	b, Нс/м *10 ³	q, Н/м	
Переднее	2,033	2,001	0,155	0,917
Межступенное	0,513	0,436	0,5	0,484
Гидропятя	7,961	11,083	0,5	4,977
При «аварийном» износе уплотнений				
Переднее	1,060	1,015	0,12	0,458
Межступенное	0,267	-0,002	0,5	0,242
Гидропятя	5,086	2,852	0,5	2,488

Как видно, в насосе до модернизации при износе щелевых уплотнений до зазора 0,5 мм суммарная демпфирующая сила, действующая на одну ступень, становится отрицательной, что может привести к повышенным вибрациям и даже к автоколебаниям ротора, в модернизированном же насосе демпфирующий эффект уплотнений сохраняется.

Согласно расчетной схеме (рис.2) и результатам расчетов динамических параметров щелевых уплотнений (табл.1-2) были получены следующие амплитудные частотные характеристики (АЧХ) исследуемых центробежных насосов (рис.3-4).

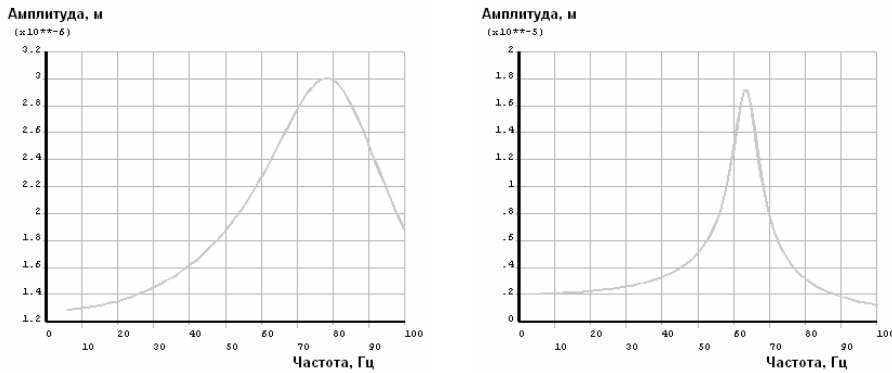


Рис.3. АЧХ стандартного насоса при рабочих и «аварийных» уплотнениях

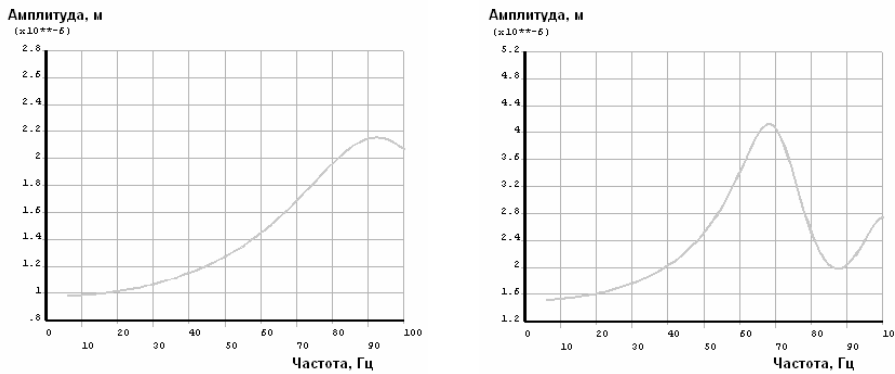


Рис.4. АЧХ модернизированного насоса при рабочих и «аварийных» уплотнениях

Полученные амплитудные частотные характеристики роторов позволяют сделать вывод о том, что модернизация насоса положительно повлияла на динамические характеристики центробежного насосного агрегата как при рабочих уплотнениях, так и при их «аварийном» износе.

Исследование процессов пуска и выбега модернизированного насоса проведено согласно методике, изложенной в работе с участием автора [2]. Таким образом, были получены следующие графики разгона и выбега ротора насосного агрегата (рис.5).

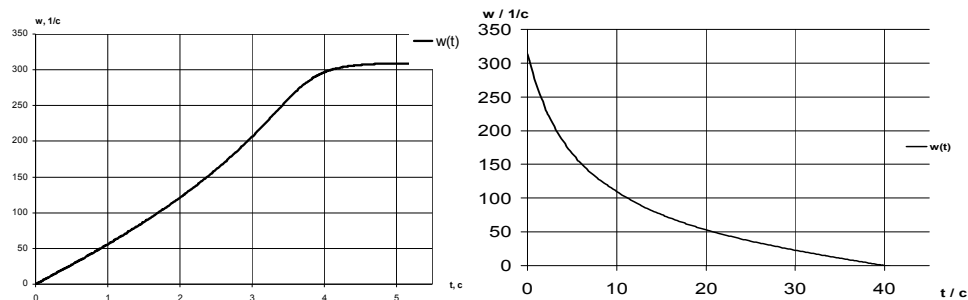


Рис.5. Графики разгона и выбега ротора насосного агрегата

Расчитанная зависимость $w(t)$ дала возможность исследовать процессы во время пуска и выбега насосного агрегата. На её основе были получены все необходимые данные для расчета динамических параметров щелевых уплотнений модернизированного насоса ЦНСн 105-294М, а также для расчета продолжительности механического контакта в щелевых уплотнениях модернизированного насоса.

На протяжении пускового периода от 0 до 5 секунд проведены расчеты с периодом 0,5 секунды, а в характерных точках расчетный интервал был еще сгущен. Динамические параметры щелевых уплотнений, а также величина расчетных эксцентриситетов в критическом сечении радиальной щели гидропята, приведены в таблице 3. Радиальные перемещения вала ограничивались величиной зазора в щелевых уплотнениях. Поскольку механический контакт во время пуска происходит только в радиальной щели гидропята, то крайнее правое её сечение было принято за критическое. Эксцентриситет вала в этом сечении определяет момент «всплытия» ротора и характер его радиальных перемещений во время пуска.

Таблица 3

Результаты расчета динамических параметров щелевых уплотнений модернизированного насоса ЦНСн 105-294М во время пуска

Время, t, с	Частота вращения n, об/мин	Переднее уплотнение		Межступенное уплотнение		Радиальная щель гидропята		Расчетный эксцентриситет z, м *10 ⁻³
		k, Н/м *10 ⁶	b, Нс/м *10 ³	k, Н/м *10 ⁶	b, Нс/м *10 ³	k, Н/м *10 ⁶	b, Нс/м *10 ³	
0,5	258	0,013	0,098	0,003	0,016	0,054	0,712	0,3
1	532	0,053	0,201	0,013	0,034	0,227	1,459	0,3
1,5	829	0,129	0,312	0,032	0,052	0,551	2,272	0,3
1,6	892	0,150	0,336	0,037	0,056	0,637	2,445	0,3
1,7	956	0,172	0,360	0,042	0,060	0,732	2,620	0,3
1,8	1021	0,196	0,385	0,048	0,064	0,836	2,800	0,3
1,9	1088	0,223	0,410	0,055	0,069	0,950	2,984	0,292
2	1157	0,252	0,436	0,062	0,073	1,074	3,172	0,273
2,5	1531	0,441	0,577	0,108	0,097	1,879	4,197	0,151
3	1971	0,732	0,743	0,180	0,124	3,116	5,405	0,087
3,5	2476	1,154	0,933	0,284	0,156	4,915	6,788	0,052
4	2831	1,509	1,067	0,371	0,179	6,427	7,762	0,038
4,5	2932	1,618	1,105	0,398	0,185	6,893	8,038	0,036
5	3000	1,694	1,131	0,417	0,189	7,218	8,226	0,028

Поскольку параметры насоса, определяющие центровку ротора, зависят, прежде всего, от частоты вращения ротора насосного агрегата, для определения момента времени – начала механического контакта во время выбега насоса (при

уже исследованном процессе центровки во время пуска), достаточно определить зависимость $w(t)$, т.е. нет необходимости в глубоком анализе радиальных перемещений ротора во время остановки (такого же, как и во время разгона), т.к. характер этих перемещений аналогичен процессу центровки (всплытия) ротора во время пуска, только с другими временными параметрами. Таким образом, частота вращения ротора, равная 1088 об/мин, при которой ротор «всплывает» во время пуска, и частота, при которой начинается трение в щелевых уплотнениях во время выбега, равны между собой. Поэтому, решая обратную задачу, определяем, какому моменту времени выбега соответствует «частота центровки» ротора (табл.4 и рис.6).

Таблица 4

Результаты расчета модернизированного насоса ЦНСн 105-294М во время выбега

Частота вращения n, об/мин	Время t, с	Расчетный эксцентриситет z, м *10 ⁻³
3000	0	0,028
2932	0,13	0,036
2831	0,4	0,038
2476	1,2	0,052
1971	3	0,087
1531	5,4	0,151
1157	8,8	0,273
1088	9,6	0,292
1021	10,4	0,3
956	11,2	0,3
892	12,2	0,3
829	13	0,3
532	19,2	0,3
258	28,4	0,3
0	40	0,3

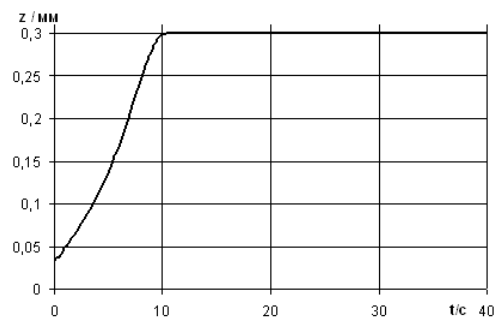


Рис. 6. График радиальных перемещений критического сечения во время выбега

Выводы

Полученные данные о продолжительности механического контакта отдельных характерных участков ротора дают возможность оценить развитие механического износа щелевых уплотнений на переходных режимах в течение срока эксплуатации насоса.

Результаты опытной эксплуатации модернизированного насоса ЦНСн 105-294М позволяют сделать вывод о том, что перечисленные мероприятия по модернизации насоса положительно повлияли на улучшение динамических характеристик ротора и на эксплуатацию насосного агрегата.

Литература

1. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций "безвальных" центробежных насосов /Дис. ... канд.техн.наук.-Сумы, 1993.-214с.
2. Труды XI Международной научно-технической конференции «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования»—«ГЕРВИКОН–2005»: В 3 т. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005 – Т 2. –С. 188-196.
3. Марцинковский В.А., Гулый А.Н., Боровик И.В. Влияние начальной закрутки потока в щелевых уплотнениях на динамическую устойчивость роторов центробежных насосов //Труды VI Научн.-техн. конф. "Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин". - Сумы, 1991 - С. 117-122.

УДК 621.186.1

Хоггас Башир, В.А. Пархомчук

РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБРАЗЦОВ НЕФТИ УКРАИНЫ И АЛЖИРА

В работе исследованы реологические свойства образцов нефти Украины и Алжира. Рис. 8, Ист. 4.

Опыты проводились как на капиллярном, так и на ротационном вискозиметрах. Измерение вязкости при помощи капиллярного вискозиметра основано на определении времени истечения через капилляр определенного объема жидкости из измерительного резервуара. При стационарном ламинарном течении жидкости динамическая вязкость рассчитывают по уравнению Пуазейля:

$$\mu = \frac{\pi Pr}{8Lv} t, \quad (1)$$

где P – давление, при котором происходит истечение жидкости из капилляра; r – радиус капилляра; L – длина капилляра; v – объем жидкости, протекающий через капилляр; t – время истечения жидкости в объеме v .

Подставив в формулу Пуазейля значение $P = \rho gh$ и разделив части уравнения на ρ , получим выражение для кинематической вязкости .

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \left(\frac{\pi ghr}{8Lv} \right) t = C \cdot t, \quad (2)$$

где C - постоянная вискозиметра ($\text{мм}^2/\text{с}^2$).

Существенными преимуществами ротационного вискозиметра являются широкие пределы измерений вязкости при различных значениях градиента скоростей, высокая воспроизводимость результатов и возможность совмещения измерения вязкости с большим числом других реологических характеристик.

Ротационные вискозиметры обеспечивают однородное поле напряжений в жидкости в широком диапазоне скоростей сдвига. Рабочий узел вискозиметра представляет собой два коаксиальных цилиндра, в зазор между которыми помещается исследуемая жидкость. С целью поддержания постоянной температуры цилиндр термостатируется.

В ротационном вискозиметре на расстоянии r от оси вращения градиент скорости равен:

$$\dot{\gamma} = \frac{r \cdot \partial \omega}{\partial r}. \quad (3)$$

Тангенциальная сила на радиусе r по закону Ньютона равна:

$$F_r = \mu r \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial r} \right) 2 \cdot \pi \cdot L, \quad (4)$$

где L – высота рассматриваемого цилиндрического слоя. Сила F_r на радиусе r создает момент, который уравнивается равным и противоположным по знаку постоянным внешним крутящим моментом M :

$$M = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot L \cdot r \cdot \partial \omega_r}{\partial r} \quad (5)$$

проинтегрировав данное уравнение, получим:

$$\frac{-M}{2r} = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega_r + C, \quad (6)$$

где постоянная интегрирования и момент определяются из граничных условий:

$$\frac{\omega_r}{r} = R_H = \omega, \quad \frac{\omega_r}{r} = R_B = 0$$

отсюда:

$$C = -\frac{M}{2R_B}, \quad M = \frac{4\pi \cdot L \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_H \cdot R_B}{R_H - R_B} \quad (7)$$

в этом случае вязкость жидкости:

$$\mu = \frac{\left(\frac{M}{\omega} \right) \cdot \left(\frac{R_H - R_B}{R_H \cdot R_B} \right)}{4\pi \cdot L} = \frac{K \cdot M}{\omega}, \quad (8)$$

где K – постоянная прибора, учитывая формулы (5) и (7), получим значение угловой скорости на радиусе r :

$$\omega_r = \frac{\omega R_H r (r - R_B)}{R_H - R_B}. \quad (9)$$

Тогда из уравнения (3) с учетом (9) было получено [5]:

$$\dot{\gamma} = \frac{\left(\frac{2\omega}{r} \right) \cdot (R_H \cdot R_B)}{R_B - R_H}. \quad (10)$$

Использовавшийся ротационный вискозиметр "Реотест-2" позволяет измерять динамическую вязкость в пределах от 10^{-2} до 10^5 пуаз в диапазоне скоростей сдвига от $0,2 \text{ с}^{-1}$ до $1,8 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ с погрешностью 3...4% в зависимости от измерительного устройства.

Для реологических исследований взяты три образца украинской нефти Щуровского месторождения (г. Охтырка Сумской обл.) и два образца нефти Ал-

жирского происхождения. Исследования проводились в диапазоне температур 20 – 90 °С.

Графическая обработка результатов реологических исследований приведена на рис.: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8. Графики построены в логарифмических координатах. Кривые течения, аппроксимированные степенным законом Освальда де Вилля:

$$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n,$$

где K – консистентная постоянная, n – индекс течения.

Как показали исследования, для украинских образцов нефти индекс течения меняется в пределах 0,63 до 0,8, для алжирских – от 0,91 до 1,14 .

На рисунках представлены полученные реологические кривые, а в таблице 1 даны значения индекса течения, и консистентные постоянные для кривых, приведенных на рисунках.

Таблица 1. Значения индексов течения и консистентных постоянных.

Температура, С°	Место скважин и номер проб.	Консистентная постоянная.	Индекс течения.
20	Украинская про- ба № 1.	-	-
30		-	-
50		-	-
20	Украинская про- ба № 2.	14,31	0,631
30		4,63	0,734
50		1,93	0,696
20	Украинская про- ба № 3.	7,57	0,685
30		4,46	0,718
50		1,37	0,807
20	Алжирская проба	0,042	0,923
30		0,399	0,916
40		0,010	1,063
70		0,006	1,1044
80		0,0043	1,1421
90		0,0042	1,1328

Украинская проба 2

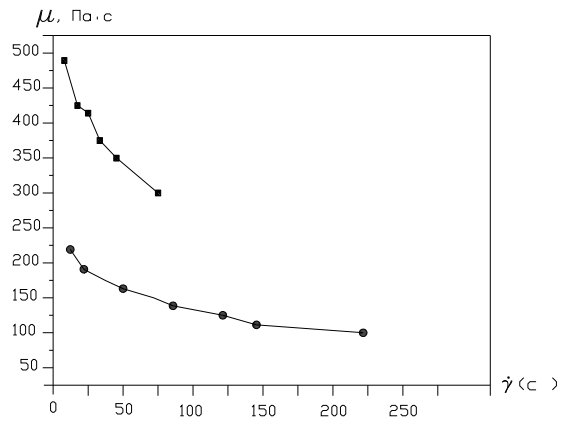


Рис. 3. Зависимость вязкости (Па.С) от градиента скорости (1/С), $\mu = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С

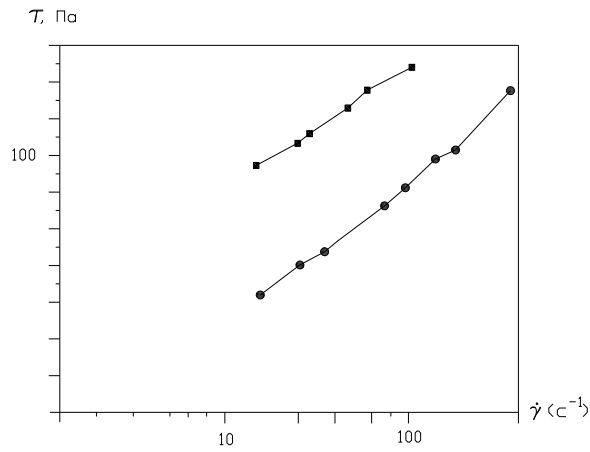


Рис. 4. Зависимость напряжения сдвига (Па)от градиента скорости (1/С), $\tau = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С

Украинская проба 3

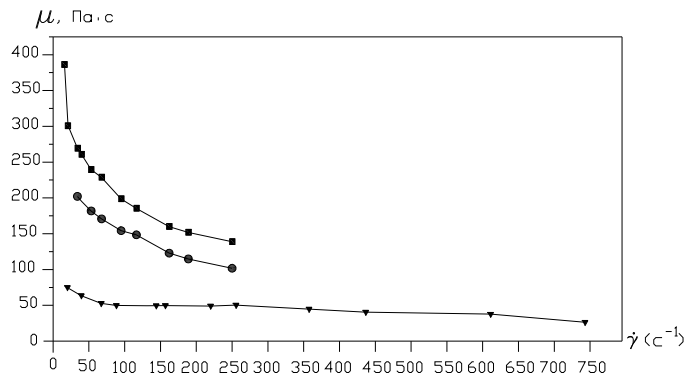


Рис. 5. Зависимость вязкости (Па.С) от градиента скорости (1/С), $\mu = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С; 3) ▼ – температура 70 °С

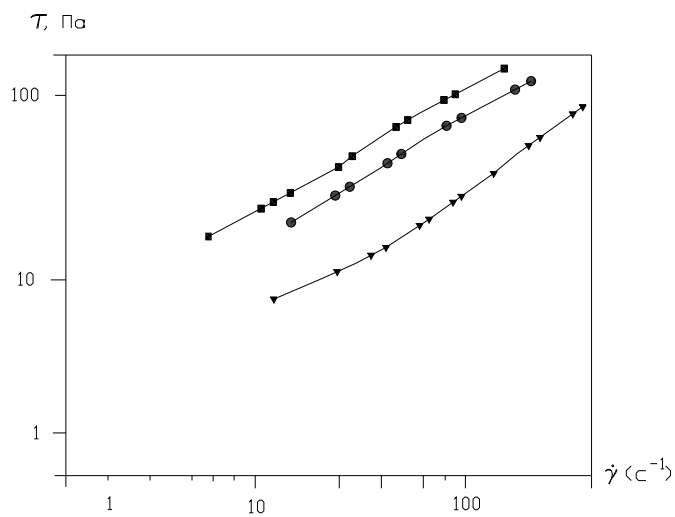


Рис. 6. Зависимость напряжения сдвига (Па) от градиента скорости (1/С), $\tau = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С; 3) ▼ – температура 70 °С

Алжирская проба

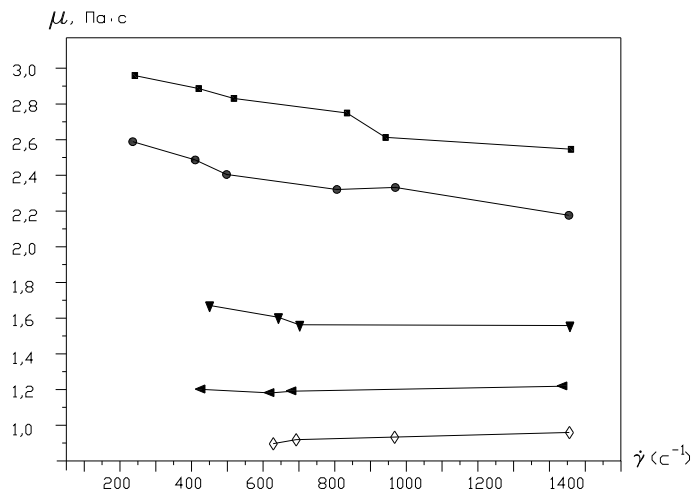


Рис. 7. Зависимость вязкости (Па.С) от градиента скорости ($1/C$), $\mu = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С; 3) ▼ – температура 70 °С; 4) ◀ – температура 70 °С; 5) ◇ – температура 90 °С

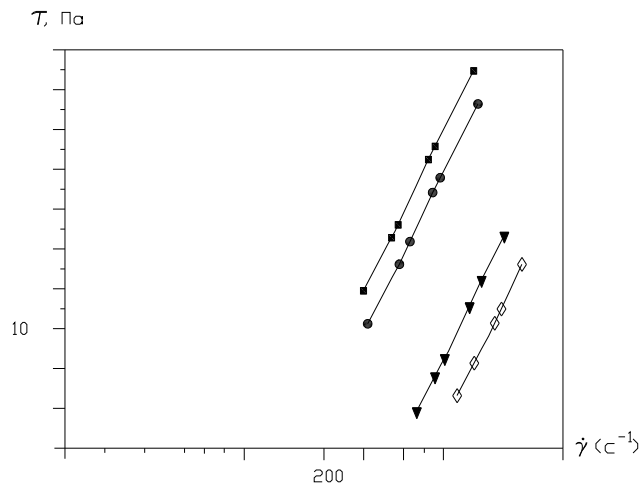


Рис. 8. Зависимость напряжения сдвига (Па) от градиента скорости ($1/C$), $\tau = f(\dot{\gamma})$
 где 1) ■ – температура 20 °С; 2) ● – температура 30 °С; 3) ▼ – температура 70 °С; 4) ◀ – температура 70 °С; 5) ◇ – температура 90 °С

Таким образом, проведенные исследования показали, что украинские образцы нефти также как и алжирские, с достаточной для практики степенью точности, могут быть описаны степенным законом. Причем в ряде случаев исследуемые образцы жидкостей близки к модели псевдопластичных ($n < 1$), а в ряде случаев, например, для некоторых проб алжирской нефти, – модели дилатантной жидкости ($n > 1$).

Литература

1. Яхно О.М., Коваль А.Д. и другие. Кавитация в переработке нефти. - Киев: „Світ”, 1999. - 261с.
2. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика, ч. II, М., Физматгиз, 1963 г., 728 с.
3. Шульман З.П. Реодинамика и тепломассообмен. - М.: Машиностроение, 1974.-212 с.
4. Каминер А.А., Яхно О.М. Гидромеханика в инженерной практике. - К.: Техника, 1987.- 175 с.
5. Бедкин И. М. Виноградов Г. В., Лесной А. И. Ротационные приборы: Измерение вязкости и физико-механических характеристик материалов. – М.: Машиностроение, 1968.- 272 с.

УДК 621.867.82

М.Н. Чальцев, С.В. Войцеховский

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ДВУХФАЗНОГО ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Рассматривается использование закрутки потока в системах пневмотранспорта сыпучих материалов с целью снижения энергопотребления, износа трубопровода и разрушения частиц. Экспериментальные исследования и анализ результатов сводились к определению полных потерь давления при движении закрученного потока в горизонтальном трубопроводе. В качестве сыпучего материала применялись угольная пыль и полистирол. Установлено, что в диапазонах с низкой скоростью воздуха потери давления в закрученном потоке меньше, чем для прямоточных пневмотранспортных систем при тех же условиях. Получена аналитическая зависимость для коэффициента потерь на трение как функция от параметра закрутки. Благодаря применению закрутки были уменьшены критическая и минимальная скорости воздуха, снизились пульсации статического давления у стенки трубопровода, и повышен КПД пневмотранспортной системы на 12 – 16 %. Рис. 5. Ист. 6.

Введение

Использование сжатого воздуха для транспортирования твердых частиц по трубопроводу в течение многих лет с успехом применяется во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. Наряду с простотой, надежностью, возможностью создания пневмотранспортной линии необходимой конфигурации, высокими экологическими и эксплуатационными показателями, системы пневматического транспорта сыпучих материалов являются неотъемлемой частью многих технологических процессов в химии, металлургии, энергетике, строительстве, используются при сушке и транспортировке зерна и т.д.

В настоящее время твердые частицы в большинстве случаев транспортируются по трубопроводу во взвешенном состоянии. Поскольку при этом взвешенный поток имеет только осевую составляющую скорости воздуха, то подъемная сила, действующая на частицу в горизонтальном трубопроводе, слишком мала. В связи с этим скорость воздуха не может быть уменьшена ниже определенного уровня, так как минимальная скорость должна определяться с учетом устойчивого режима работы пневмотранспортной системы. Чтобы избежать залегания частиц в трубопроводе, требуется более высокая скорость воздуха, поэтому главным недостатком прямоточных пневмотранспортных систем остаются высокое энергопотребление, износ трубопровода и разрушение транс-

портируемых частиц. Чтобы избавиться от этих недостатков, в последние годы стали применять системы пневмотранспорта, обладающие низкой скоростью транспортирования в сочетании с высокой концентрацией твердой фазы. К сожалению, этот способ транспортирования подвержен завалам и характеризуется нестабильным течением. Также следует отметить высокую стоимость подобных систем.

В настоящее время интерес вызывает метод, использующий закрутку пневмотранспортного потока для снижения вероятности возникновения завалов в трубопроводе при низкой скорости транспортирования [1,2,3]. При этом за счет энергии от тангенциальной составляющей скорости создается дополнительная подъемная сила, которая позволяет при сравнительно невысокой осевой скорости поддерживать двухфазный поток во взвешенном состоянии. В то же время траектории частиц при этом удлиняются, и, как следствие, возрастают потери давления на транспортирование. Если добавить к этому потери энергии на создание закрутки потока, то при всех прочих равных условиях закрученный поток по энергопотреблению проигрывает прямоочному способу транспортирования. Однако в области скоростей, близких к критическим, закрутка позволяет добиваться более устойчивых режимов транспортирования, а суммарные потери давления оказываются ниже по сравнению с прямоочным способом, что было экспериментально подтверждено в наших опытах и в исследованиях других авторов [2,3].

Вместе с тем следует отметить, что, не смотря на описанные преимущества, широкое применение пневмотранспортных систем с закруткой потока сдерживается из-за слабой разработанности существующих методик расчета основных параметров таких систем. Во многих исследованиях ограничиваются лишь общими рекомендациями, которые к тому же можно применять только к рассматриваемым в работах транспортируемым материалам и типоразмерам трубопроводов [1,4].

Большую роль играет также правильный выбор завихрителя и его конструктивное исполнение в сочетании с питателем, поскольку вместе со степенью закрутки потока необходимо обеспечивать требуемую концентрацию материала. В существующих открытых публикациях и зарубежных патентах этому вопросу уделяется мало внимания. Однако практический опыт реализации системы пневмозолоудаления с использованием закрутки потока для «Кураховской ТЭС», которую разрабатывала лаборатория пневмотранспорта при АДИ ДонНТУ, показал всю важность решения этого вопроса.

Таким образом, совершенствование методик расчета по определению потерь давления при движении закрученного двухфазного потока с целью снижения энергопотребления, износа трубопровода и возможности возникновения завалов в системах пневматического транспорта сыпучих материалов представляет собой важную и актуальную задачу.

Экспериментальная установка

Для определения потерь давления по длине трубопровода в зависимости от параметров транспортногo потока проводились исследования на лабораторной установке нагнетательного типа, которая схематически изображена на рис.1.

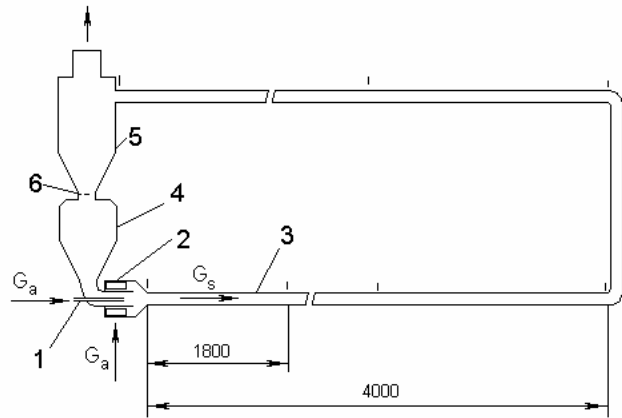


Рис. 1. Схема испытательного стенда

Сжатый воздух от компрессора поступал через калиброванное сопло 1 и тангенциальный завихритель 2 в стабилизирующий участок трубопровода 3 и подхватывал сыпучий материал, загружаемый под действием силы тяжести из загрузочного бункера 4 в транспортный трубопровод. Затем воздушно-пылевая смесь транспортировалась по трубопроводу, и в конце трубопровода твердые частицы осаждались на сепараторе (циклоне) 5. Транспортный трубопровод представляет собой прозрачную горизонтальную трубу (стекло) внутренним диаметром 55 мм и общей длиной около 8 м.

Расход воздуха измерялся по перепаду давления на диафрагме. Распределение давления вдоль трубопровода измерялось в четырех точках датчиками давления, а расход твердого материала измерялся весовым датчиком. Для закрутки воздуха использовался тангенциальный завихритель с шестью щелями прямоугольной формы, в котором предусматривалась возможность изменения площади щелей. Это в сочетании с регулированием расхода воздуха в осевом направлении позволяло изменять в широком диапазоне начальный (на выходе завихрителя) параметр крутки S_0 , который представляет собой основную характеристику закрученного потока [5]:

$$S = \frac{2\pi \rho_a \int_0^R uwr^2 dr}{2\pi \rho_a R \int_0^R u^2 r dr}, \quad (1)$$

где u и w – осевая и тангенциальная составляющие скорости воздуха, соответственно; R – радиус трубопровода и ρ_a – плотность воздуха. Параметр крутки представляет собой отношение момента количества движения, отнесенного к радиусу трубопровода, к осевому количеству движения.

Транспортировалось два типа частиц: угольная пыль и полистирол. Частицы полистирола имели сферическую форму со средним диаметром 1,65 мм, плотность – 965 кг/м³, скорость витания – 5,9 м/с. Размер частиц угольной пыли определялся путем просеивания через калибровочные сита с размерами ячеек 60, 40 и 20 мкм. Полученные таким образом фракции пыли обладали средними диаметрами частиц 50 и 30 мкм. Форма частиц в приближении считалась сферической, взвешенная плотность – 1900 кг/м³, скорость витания – 2,84 м/с.

Средняя скорость воздуха U_a варьировалась от 4 м/с до 20 м/с, расход материала G_s от 0,4 кг/с до 1,2 кг/с. Начальный параметр крутки S_0 изменялся от 0,3 до 1,5.

Допустимые погрешности измерений составляли: по давлению $\pm 9,3 \%$, по средней скорости воздуха $\pm 8,5 \%$, по массовому расходу материала $\pm 10,4 \%$.

Результаты и обсуждение

Одним из основных факторов, влияющих на характеристики пневмотранспортной системы, является средняя производительность, которая зависит от состояния фаз в газо-пылевой среде. Это состояние определяется кинетической энергией движения воздуха вдоль трубы, т.е. пропорционально динамическому давлению:

$$P_{дин} = \rho_a \frac{U_a^2}{2}.$$

В системах пневматического пневмотранспорта большая кинетическая энергия воздуха необходима для ускорения частиц до номинальной скорости на разгонном участке трубопровода, а меньшая кинетическая энергия воздуха требуется для восполнения потерь кинетической энергии частиц в результате ударов и трения на оставшемся участке трубопровода. С другой стороны, при большой дистанции транспортирования, т.е. при относительно высоких потерях давления, из-за расширения воздуха его плотность уменьшается по мере движения вдоль трубопровода, а скорость вследствие закона сохранения массы пропорционально возрастает. Но поскольку для кинетической энергии берется квадрат скорости, то по мере уменьшения давления вдоль трубопровода кинетическая энергия воздуха увеличивается. Поэтому осаждения материала скорее формируются на разгонном участке трубопровода, где скорость воздуха ниже. Таким образом, оптимальным распределением кинетической энергии воздуха вдоль трубопровода будет такое распределение, при котором максимальная энергия создается на разгонном участке, а на оставшемся участке кинетическая энергия уменьшается.

Чтобы учесть все составляющие потерь давления на транспортирование материала, перепад давления на завихрителе должен быть включен в общее падение давления. При этом сравнивается общее падение давления Δp_t между стабилизирующей трубой и выходом транспортного трубопровода. Для устойчивого статического течения Δp_t может быть определено из выражения:

$$\Delta p_t = \Delta p_s - \frac{1}{2} \rho_a U_a^2, \quad (2)$$

где Δp_s - статическое давление в стабилизирующей трубе перед завихрителем.

На рис. 2 и 3 показана зависимость удельных (на единицу длины трубопровода) потерь давления от скорости воздуха при различных расходах твердого материала G_s (угольная пыль) при варьировании начального параметра крутки (линия 1 соответствует $S_0 = 0$, линия 2 – $S_0 = 0,45$, линия 3 – $S_0 = 0,95$ и линия 4 – $S_0 = 1,5$). Подобная картина наблюдалась и при транспортировке частиц полистирола. Скорость воздуха, соответствующая минимальному значению потерь давления, определена как минимальная скорость или скорость выпадения, а скорость воздуха, при которой возникают значительные

пульсации давления (круто падающие части кривых), связанные с образованием «поршней» при движении материала по трубопроводу, представляет собой критическую скорость. Обе скорости особенно важны при разработке пневмотранспортных систем.

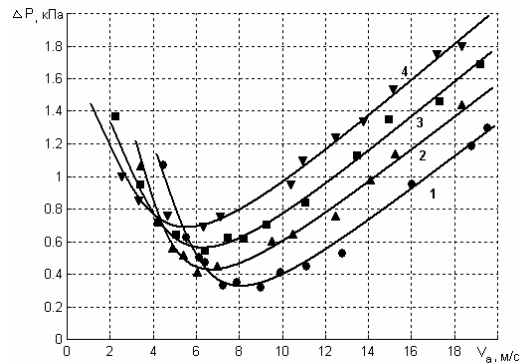


Рис.2. Удельные потери давления при $G_s = 0,5$ кг/с (угольная пыль)

Как можно заметить из приведенных зависимостей, при высокой скорости воздуха потери давления существенно повышаются с увеличением параметра крутки (линия 1 соответствует течению без закрутки). Однако при скоростях, близких к минимальной скорости, наличие закрутки смещает зоны критических режимов транспортирования в область меньших значений скорости.

Таким образом, использование слабой закрутки потока может уменьшить потери давления при маленьком значении G_s (линии 2 и 3 на рис.2), а сильная закрутка может уменьшить потери давления при большом значении G_s (линии 3 и 4 на рис.3). Уменьшение минимальной скорости транспортирования в этих случаях составляет от 7 до 15 процентов, и с увеличением начального параметра крутки значение критической скорости также снижается. Для транспортирования материалов, имеющих большую скорость витания, это уменьшение еще более очевидно. Дальнейшее увеличение параметра крутки приводит к существенному повышению потерь давления и не может быть компенсировано возрастанием массовой концентрации материала за счет снижения скорости транспортирования.

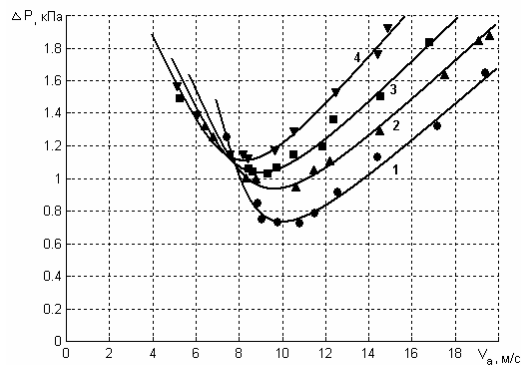


Рис.3. Удельные потери давления при $G_s = 1,2$ кг/с (угольная пыль)

Благодаря прозрачному исполнению трубопровода и возможности визуализации картины течения был проанализирован механизм потокообразования.

Так при прямоточном транспортировании при высокой скорости воздуха часть сыпучего материала переносится в форме скользящего сплошного слоя вдоль нижней части трубопровода, в то время как оставшаяся часть материала транспортируется над скользящим слоем в виде взвешенного потока. С уменьшением скорости воздуха сыпучий материал оседает и формирует неподвижный слой, над которым образовывается подвижный слой, перемещающийся вдоль трубопровода. Причем неподвижный слой осадочного материала появляется в непосредственной близости от питателя. Образование осадка перекрывает поперечное сечение трубопровода и приводит к большим потерям давления и пульсациям. Дальнейшее уменьшение скорости воздуха сопровождается полной нестабильностью потока и образованием пробок.

По результатам визуализации течения закрученного потока можно выделить различные картины течения при изменении параметра крутки и скорости воздуха при постоянном массовом расходе материала. Так уже при $S_0 = 0.58$ частицы переходят во взвешенное состояние благодаря наличию вращательной компоненты скорости даже при невысоком значении осевой скорости. При увеличении S_0 до 1,1 и выше осаждения материала на стенках трубопровода не наблюдалось даже при увеличении концентрации до значений, при которых в случае прямоточного транспортирования образовывался устойчивый осадок. В то же время высокоскоростные частицы легко приводились во взвешенное состояние, и в прямоточных системах общие потери давления при высоких скоростях ниже, чем в системах с закруткой потока. Однако и в этом случае, несмотря на увеличение потерь давления, за счет закрутки можно добиться устойчивого транспортирования при более низкой скорости, что существенно уменьшает разрушение таких легко дробящихся частиц, как полистирол и другие продукты органической химии, а также снижает износ стенок трубопровода.

Чтобы оценить энергетические затраты на транспортирование сыпучего материала, необходимо определить удельные потери давления в трубопроводе в зависимости от концентрации твердой фазы. Общие потери давления в пневмотранспортных системах обычно разлагают на следующие составляющие [6]:

$$\Delta p_t = \Delta p_a + \Delta p_z, \quad (3)$$

где Δp_a – потери давления на чистом воздухе, включая потери на завихрителе, и Δp_z – дополнительные потери давления из-за наличия твердых частиц, которые большинство авторов [1,2,5] определяют по аналогии с общепринятой формулой Дарси:

$$\Delta p_z = m_t \lambda_z \frac{L}{D} \frac{\rho_a U_a^2}{2}, \quad (4)$$

где m_t - массовая концентрация смеси ($m_t = G_s / G_a$).

Что касается коэффициента потерь на трение от твердой фазы λ_z , то в настоящее время не существует общепринятой методики его расчета, хотя большинство авторов определяют λ_z как функцию от чисел Фруда или Рейнольдса с учетом массовой концентрации материала [2,3,6]. При этом для любой методики характерны общие недостатки, связанные с ограничениями по видам применяемых материалов и типоразмерам трубопроводов. Причем, чем более универсальна методика, тем большей погрешностью определения λ_z она обладает. Поэтому в данной работе задача состояла не в определении коэффициен-

та трения как функции от безразмерных параметров, а в нахождении влияния начального параметра закрутки S_0 и массовой концентрации материала m_t на λ_z для прямого потока, который определялся из формулы (4) на основании экспериментальных данных. Причем внимание акцентировалось на скоростях, близких к критической скорости. В этом случае, определив коэффициент трения по одной из существующих методик, можно произвести его пересчет с учетом закрутки потока. Таким образом, коэффициент потерь на трение $\lambda_{z\,sw}$ от твердой фазы при движении закрученного потока определялся:

$$\lambda_{z\,sw} = f(S_0, m_t) \cdot \lambda_z. \quad (5)$$

На основании анализа проведенных экспериментов, а также исследований по применению закрутки потока для транспортировки полиэтилена (цилиндрическая форма частиц средним диаметром 3,13 мм, плотностью 946 кг/м³ и скоростью витания 7,2 м/с) и поливинила (форма частиц в виде диска средним диаметром 4,26 мм, плотностью 1419 кг/м³ и скоростью витания 8,24 м/с), проведенных Hui Li и Yuji Tomita для трубопровода диаметром 80 мм [3], была получена зависимость для $\lambda_{z\,sw}$ от параметра закрутки при различных значениях массовой концентрации материала (рис.4). Здесь линии 1 и 3 соответствуют угольной пыли при $G_s = 0,5$ и 1,2 кг/с, линии 2 и 4 – полистиролу при $G_s = 0,4$ и 1,3 кг/с, линия 5 – полиэтилену с $G_s = 0,35$ кг/с, линия 6 – поливинилу с $G_s = 0,9$ кг/с. Несмотря на несовпадение значений $\lambda_{z\,sw}$ при различной массовой концентрации, характер их изменения в зависимости от параметра закрутки S_0 в целом мало зависит от концентрации. Расхождение не превышает 17 % и лежит в области погрешности измерений.

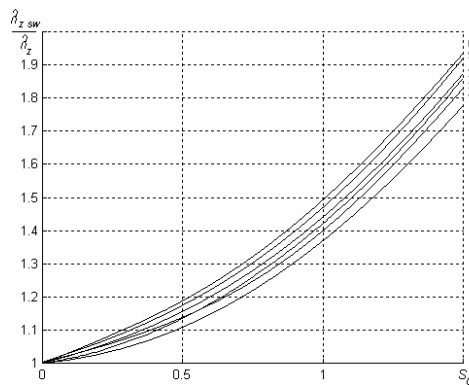


Рис.4. Зависимость коэффициента трения от параметра закрутки

Таким образом, для учета влияния закрутки потока на коэффициент трения можно с достаточной для инженерных расчетов точностью ограничиться только зависимостью от параметра закрутки. В результате аппроксимации методом наименьших квадратов усредненной характеристики, приведенной на рис.4, зависимость (5) примет вид:

$$\lambda_{z\,sw} = (1 + 0,12 \cdot S_0 + 0,302 \cdot S_0^2) \cdot \lambda_z. \quad (6)$$

Для определения энергетических затрат при транспортировании удобно воспользоваться коэффициентом полезного действия пневмотранспортной системы [1]:

$$\eta = \frac{g G_s L}{\Delta p_i Q_a}, \quad (7)$$

где Q_a - объемный расход воздуха, g - ускорение свободного падения.

При нахождении η суммарные потери давления определялись по зависимости (3) с учетом (4) и (6). Рис. 5 иллюстрирует изменение к.п.д. для угольной пыли при $G_s = 1,2$ кг/с в зависимости от скорости воздуха при различных значениях начального параметра закрутки (линия 1 соответствует прямооточному потоку, линия 2 - $S_0 = 0,45$ и линия 3 - $S_0 = 0,95$). При высокой скорости воздуха η для системы с закруткой потока меньше, но с уменьшением скорости до критических значений, η закрученного потока начинает превышать аналогичный показатель прямооточного потока. Следует отметить, что в связи с риском возникновения неустойчивости течения и завалов скорость воздуха обычно превышает критическую на 15 – 20 процентов, что для прямооточного потока соответствует значению η порядка 0,6. Для закрученного потока при тех же условиях этот показатель достигает 0,65. Однако, если учесть увеличение скорости потока вдоль трубопровода вследствие его расширения, то суммарный к.п.д. для всей системы существенно снижается, так как приведенные характеристики имеют, как видно из рисунка, круто падающий участок в области больших значений скоростей. Причем, в большей мере это характерно для прямооточных систем пневмотранспорта, общий к.п.д. которых редко превышает 40 процентов.

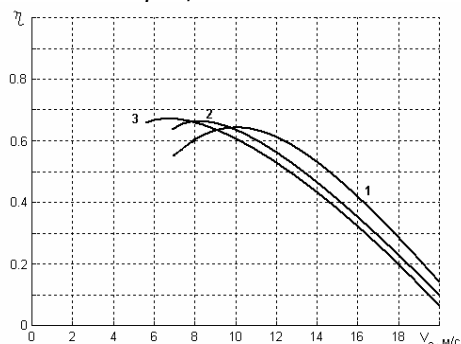


Рис.5. Зависимость КПД пневмотранспортной системы от параметра крутки

Что касается пневмотранспортных систем с закруткой потока, то в области критических скоростей их характеристики более сглажены, т.е. при сбалансированном отношении параметра крутки и концентрации твердого материала можно добиться увеличения к.п.д. на 12 – 16 процентов без возникновения завалов на разгонном участке трубопровода.

В заключение следует отметить, что в данной работе не исследовалось изменение параметра крутки вдоль трубопровода при его большой протяженности. О том, что тангенциальная компонента скорости сохраняется на большой удаленности от завихрителя, позволяют судить некоторые косвенные данные из опыта эксплуатации подобных систем. Однако об уточнении количественных показателей этого процесса можно будет говорить только после дополнительных исследований.

Выводы

1. При низкой скорости транспортирования сыпучего материала закрутка потока позволяет снизить общие потери давления в системах пнев-

- мотранспорта, уменьшить износ стенок трубопровода и измельчение (дробление) транспортируемых частиц.
2. Благодаря закрутке потока можно снизить критическую скорость транспортирования на 7 – 15% без угрозы возникновения завалов трубопровода.
 3. Получена аналитическая зависимость для определения коэффициента дополнительных потерь давления от параметра закрутки.
 4. Пневмотранспортные системы с использованием закрутки обладают к.п.д. на 12 – 16% большим по сравнению с прямоточными системами.

Литература

1. Klinzing G.E. Pneumatic conveying of solids. - Pittsburg. USA, 1997. – 482 с.
2. Li Z.Q., Wu C.N. Experimental study of high-density gas-solids flow in a new coupled circulating fluidized bed. // Powder Technology. – 2004, №139. – P. 214-220.
3. Hui Li, Yuji Tomita. Particle velocity and concentration characteristics in a horizontal dilute swirling flow pneumatic conveying // Powder Technology. – 2000, №107. – P. 144-152.
4. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. К.: Наукова думка, 1989. – 190 с.
5. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981. – 368 с.
6. Mills D. Pneumatic conveying design guide. – Glasgow. UK, 1990. – 424 с.

УДК 621.547

М.Н. Чальцев, С.И. Криль

КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ ПНЕВОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ В ВОСХОДЯЩЕМ ПОТОКЕ

Устойчивый режим транспортирования твердых частиц в восходящем потоке газа возможен только при скоростях, превышающих некоторое критическое значение. Приводится анализ и методы определения критической скорости, дается сравнение полученных зависимостей для пневмотранспорта по вертикальным и горизонтальным трубопроводам. Рис.1, табл.4, ист. 6.

Введение

Критической скоростью пневмотранспортирования твердого дисперсного материала восходящим потоком воздуха в вертикальной трубе является средняя скорость движения воздуха $u_{e,кр}$, при которой наблюдается предельное устойчивое движение в восходящем направлении твердых частиц с заданным массовым расходом \dot{m}_T . Незначительное уменьшение этой скорости приводит к торможению движения твердых частиц вблизи стенок трубы, а при дальнейшем постепенном уменьшении ее – к обратному движению этих частиц и образованию сначала кипящего слоя, а затем взвешенного слоя и осадка. Таким образом при средних скоростях воздуха $u < u_{e,кр}$ пневмотранспорт в виде однородного потока не осуществляется, в трубе появляются сгустки материала, воздушные пузыри, поршни и т.д.

Последовательность фазовых преобразований восходящего потока при постепенном уменьшении скорости несущей среды представлено на рис.1.



Рис.1. Изменение структуры восходящего потока при постепенном уменьшении скорости несущей среды

Это явление впервые наблюдал Ф. Зенз и дал его подробное описание [1]. Однако до сих пор природа явления не установлена, а расчет критической скорости производится с помощью приближенных эмпирических зависимостей [2,3].

Цель работы

Целью работы является создание научно обоснованных методов гидравлического расчета критической скорости транспортирования сыпучих материалов в восходящем потоке. Знание критической скорости необходимо как при проектировании пневмотранспортных систем, в частности пневмоподъемников, так и при модернизации действующего производства.

Сравнение критических режимов транспортирования по вертикальным и горизонтальным трубам

Понятия критической скорости пневмотранспортирования в вертикальной трубе $u_{в,кр}$ и аналогичной скорости $u_{кр}$ в горизонтальной трубе одинаковы в том смысле, что обе эти скорости характеризуют максимальную транспортирующую способность вертикального и горизонтального потоков газа соответственно. При этом, как показывают результаты экспериментов, в критических режимах пневмотранспортирования по вертикальным и горизонтальным трубам наблюдается минимум удельных перепадов давления $\frac{\Delta P}{L}$ [3]. Однако это не означает, что значения скоростей $u_{в,кр}$ и $u_{кр}$ при прочих равных условиях одинаковы. Эти скорости должны быть при одних и тех же условиях пневмотранспортирования разными, поскольку вертикальные и горизонтальные потоки газозвеси в критическом режиме существенно отличаются друг от друга своей структурой. В отличие от горизонтальных асимметричных потоков вертикальные потоки являются, как правило, осесимметричными и характеризуются практически равномерным распределением концентрации твердых частиц в поперечном сечении потока. Следовательно, силы трения твердых частиц о стенку трубы, обусловленные эффектом столкновения этих частиц с границами потока, действуют в вертикальной трубе по всему периметру живого сечения, тогда как в горизонтальных потоках аналогичные силы трения сосредоточены преимущественно в нижней части периметра, т.е. у нижней стенки трубы. Кроме того, часть энергии восхо-

дующего потока газа расходуется на поддержание твердых частиц во взвешенном состоянии. В горизонтальных же потоках при критических скоростях пневмотранспортирования основная масса твердого материала перемещается лишь в полувзвешенном состоянии у дна трубы. Поэтому имеются основания утверждать, что при одинаковых условиях пневмотранспортирования критическая скорость $u_{в,кр}$ должна быть больше критической скорости $u_{кр}$. Кроме того, эти скорости должны быть взаимосвязаны.

Методика расчета критической скорости восходящего потока

Чтобы получить расчетную формулу для определения критической скорости $u_{в,кр}$ используем подход, в основе которого лежит взаимосвязь этой скорости со скоростью $u_{кр}$. То есть если для заданных условий пневмотранспортирования (массовом расходе \dot{m}_T , диаметре трубы D , средней крупности d_T и плотности ρ_T твердых частиц) мы сможем определить расчетное значение критической скорости $u_{кр}$, то, имея функциональную зависимость скорости $u_{в,кр}$ от $u_{кр}$, определяем величину $u_{в,кр}$ для тех же заданных условий пневмотранспортирования.

Для нахождения функциональной зависимости скорости $u_{в,кр}$ от $u_{кр}$ используем экспериментальные кривые зависимости удельных перепадов давления $\frac{\Delta P}{L}$ от средней скорости движения газа u при пневмотранспорте материала Styropor, характеристики которого приведены в [3, табл. 4]. Для горизонтальной и вертикальной труб диаметром $D = 52,6$ мм при практически одинаковых массовых расходах \dot{m}_T построены кривые удельных потерь давления [3, рис.6.7]. Массовые расходы \dot{m}_T и соответствующие им экспериментальные значения критических скоростей $u_{кр}$ и $u_{в,кр}$, найденные по минимальным значениям удельных перепадов давления на кривых $\frac{\Delta P}{L} - u$, а также отношение $\frac{u_{в,кр}}{u_{кр}}$ представлены в табл. 1. Из нее видно, что для рассматриваемого диапазона изменения массового расхода \dot{m}_T отношение критических скоростей $\frac{u_{в,кр}}{u_{кр}}$ практически не зависит от \dot{m}_T и равняется в среднем 1,33. Однако для других твердых материалов, отличающихся от Styropora, это отношение скоростей будет, разумеется, другим.

Таблица 1.

Сравнение значений критических скоростей для горизонтального и вертикального потоков

\dot{m}_T кг/ч	\dot{m}_T кг/с	\dot{m}_T кг/ч	\dot{m}_T кг/с	$u_{кр}$ м/с	$u_{в,кр}$ м/с	$\frac{u_{в,кр}}{u_{кр}}$
гориз. труба		верт. труба				
251	0,0697	250	0,0694	10,30	13,55	1,315

497	0,1380	500	0,1388	11,60	14,90	1,284
743	0,2064	740	0,2055	12,20	16,25	1,332
985	0,2722	980	0,2722	12,86	16,90	1,314
1244	0,3455	1237	0,3436	12,50	17,61	1,409

Поскольку обобщенной характеристикой твердого материала является число Рейнольдса Re_T , можем написать

$$\frac{u_{e,кр}}{u_{кр}} = \varphi(Re_T). \quad (1)$$

Число Рейнольдса для частиц определяется по формуле:

$$Re_T = \frac{d_T w}{\nu}, \quad (2)$$

где d_T - эквивалентный диаметр частиц;

w_T - скорость витания частицы;

ν - кинематическая вязкость воздуха.

В формуле 2 диаметр частиц d_T изменяется в наиболее широких пределах и может оказывать существенное влияние на величину Re_T . Выполненные нами ранее сравнительные исследования гидродинамических характеристик пылевидных и зернистых материалов показали, что точкой раздела между этими двумя классами материалов является $Re_T = 5,78$ [4].

Будем полагать, что для крупнозернистых твердых материалов функция $\varphi(Re_T)$ является линейной по отношению к величине $\lg \frac{Re_T}{5,78}$ и имеет вид

$$\varphi(Re_T) = a + b \lg \frac{Re_T}{5,78}. \quad (3)$$

Для определения констант a и b , входящих в (3), исходим из следующих соображений.

При пневмотранспорте мелкозернистых твердых материалов, для которых число $Re_T \leq 5,78$, структуру потоков газозвеси, равно как и критические скорости $u_{кр}$ и $u_{e,кр}$, в горизонтальной и вертикальной трубах можно считать приблизительно одинаковыми, поскольку в горизонтальной трубе распределение твердых частиц поперек потока в данном случае близкое к равномерному. Так что в предельном случае, когда $Re_T = 5,78$, имеем $\varphi = 1$. Далее, при числе $Re_T = 793$, относящемся к Styropor, функция $\varphi = 1.33$. Учитывая эти два условия, получаем из (3) систему алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} a + b \lg \frac{5,78}{5,78} &= 1, \\ a + b \lg \frac{793}{5,78} &= 1.33, \end{aligned}$$

решение которой дает: $a = 1$, $b = 0.1544$.

В конечном итоге выражение для определения критической скорости $u_{e,кр}$, найденное из (2) с учетом (3) и значений констант a и b , имеет вид

$$u_{e,кр} = \left(1 + 0.1544 \lg \frac{Re_T}{5.78}\right) u_{кр}. \quad (4)$$

Итак, чтобы определить скорость $u_{e,кр}$ для восходящего потока газозвеси в вертикальной трубе, достаточно определить расчетным путем скорость для случая горизонтальной трубы, а затем по формуле (4) – скорость $u_{кр}$. Методика расчета критической скорости для горизонтальных труб изложена в работах [4] и [5].

Проверка методики расчета по экспериментальным данным

Для проверки изложенной методики расчета использованы экспериментальные данные по замерам удельных потерь давления при транспортировании в вертикальном трубопроводе зернистых материалов Styropor [3] и пшеницы [6].

Таблица 2

Исходные данные для расчета

Наименование параметров	Размерность	Styropor-3	Пшеница
Размер частиц, d_T	мм	2,385	4,0-4,5
Плотность, ρ_T	кг/м ³	1050	1300
Скорость витания, w	м/с	4,9	9,8
Диаметр трубопровода, D	м	52,6	94,0
Критерий Re_T	—	793	2777
Функция $\varphi(Re_T)$	—	1,33	1,41

Таблица 3

Опытные и расчетные значения критической скорости в вертикальном трубопроводе для материала Styropor-3

\dot{m}_T кг/с	$u_{кр}$ м/с (расч.)	$u_{e,кр}$ м/с (расч.)	$u_{e,кр}$ м/с (опыт)	δ %
0,069	11,00	14,63	13,5	7,9
0,139	11,25	14,96	14,9	0,4
0,205	12,00	15,96	16,2	1,8
0,272	11,50	15,29	16,9	9,5
0,344	11,30	15,03	17,6	14,6

$$\delta_{cp} = 6,8\%$$

Таблица 4

Опытные и расчетные значения критической скорости в вертикальном трубопроводе для пшеницы

\dot{m}_T кг/с	$u_{кр}$ м/с (расч.)	$u_{в,кр}$ м/с (расч.)	$u_{в,кр}$ м/с (опыт)	δ %
0,14	11,77	16,6	16,1	3,1
0,28	12,62	17,8	17,5	1,7
0,56	12,81	18,06	20,2	7,6
0,82	15,21	21,45	22,4	4,4
1,11	16,91	23,84	22,8	4,5

$$\delta_{ср} = 4,3\%$$

Исходные данные для расчета сведены в табл. 2. Расчетные значения скоростей $u_{кр}$, полученные по методике [5] и соответствующие им расчетные значения скоростей $u_{в,кр}$, найденные по формуле (4), представлены в табл. 3 (Styropor) и табл. 4 (пшеница). В этих таблицах представлены также экспериментальные значения критических скоростей и их среднеарифметические относительные $\delta\%$ отклонения от расчетных.

Следует обратить внимание на то, что в случае сочлененных между собой горизонтального и вертикального участков трубопровода постоянного диаметра в качестве критической скорости нужно принимать критическую скорость на вертикальном участке, поскольку она больше критической скорости транспортирования по горизонтальному участку трубопровода.

Выводы

1. При скоростях ниже некоторого критического значения в процессе пневматического транспортирования в вертикальном трубопроводе происходит разрушение структуры транспортного потока. Механизм этого явления еще достаточно не изучен.
2. В данной работе установлена зависимость критической скорости восходящего потока от критической скорости горизонтального потока при равных значениях критерия Re_T и прочих равных условиях.
3. Выведена формула перерасчета значения критической скорости горизонтального потока для вертикального трубопровода.
4. По предлагаемой методике определения критической скорости выполнены проверочные расчеты. Согласно расчетам отклонение расчетных значений критической скорости от опытных данных не превышает 10%.
5. Методика расчета может быть рекомендована к использованию при проектировании и модернизации пневмотранспортных систем.

Литература

1. Зенз Ф.А. Катализаторы крекинга в кипящем слое. – М.: ГОСИНТИ, 1958. – 86 с.
2. Chong Y.O., Leung L.S. Comparison of choking velocity correlations in vertical pneumatic conveying // Powder Technology. – 1986. - №47. – с.43-50.

3. Klinzing G.E., Marcus R.D. Pneumatic conveying of solids. – London: Chapman and Hall, 1977.-599 p.
4. Чальцев М.Н. Об уточнении гидравлических расчетов аэродисперсных потоков пылевидных материалов // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник / АДІ Дон НТУ. – Горлівка, 2005.- №1. – С.11-17.
5. Чальцев М.Н. Методы расчета интегральных параметров пневмотранспортирования крупнодисперсных твердых материалов // Промислова гідроліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2007. - №1(15).- С.30-35.
6. Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1976.-344с.

УДК 621.924.93

Н.Б. Чернецкая, А.В. Кущенко, Е.А. Варакута

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОАБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОТРАНСПОРТА

В статье представлены теоретические исследования процессов взаимодействия рабочих поверхностей запорной арматуры с потоком жидкости содержащей абразивные частицы. Разработанная математическая модель адекватна результатам проведенных экспериментальных исследований.

Запорная арматура является наиболее распространенным оборудованием гидротранспортных систем, количество которых на трубопроводах отдельных предприятий и комплексах может достигать 100-800 единиц.

Необходимость обеспечения производственного процесса во многих случаях вынуждает предприятия, использующие в своем технологическом цикле гидротранспорт твердых материалов, эксплуатировать имеющуюся в наличии, но непригодную по назначению общепромышленную арматуру, которая рассчитана на работу на чистых однофазных жидкостях или газообразных средах. Срок службы данного оборудования при эксплуатации на промышленных гидротранспортных системах колеблется в пределах 2-5 месяцев ввиду гидроабразивного изнашивания их рабочих органов и не удовлетворяет основным требованиям по степени обеспечения герметичного перекрытия потока и гарантированных перестановок затвора.

Основной причиной недостаточного срока службы общепромышленной трубопроводной запорной арматуры на абразивных гидросмесях является интенсивное местное изнашивание особенно контактного контура, а также ее проточной части под воздействием гидроабразивного потока. Из-за его дросселирования в периоды переключений нижние части контактных поверхностей седла и шиберы омываются с максимальными скоростями, что приводит к преждевременной потере герметичности задвижки и выходу ее из строя.

Для определения продолжительности работы трубопроводной арматуры ГТС необходимо составить математическую модель скорости гидроабразивного изнашивания контактного контура для составления плана-графика предупредительных ремонтов данного оборудования.

Из методов теоретического исследования гидроабразивного изнашивания наиболее перспективным для дальнейшего совершенствования представля-

ется энергетическая концепция усталостной деформации материала как обеспечивающая наиболее общий подход к решению задачи и в связи с этим обладающая рядом существенных преимуществ, к основным из которых следует отнести независимость от условий нагружения и исходного структурного состояния материала [1].

Исследования, проведенные Козыревым С.П. [2], основанные на работах Ильгаза И., Пылаева Н.И., Клейса И.Р. [3, 4, 5] и пр., представляют гидроабразивное изнашивание как результат удаления с изнашиваемой поверхности пластически выдавленного материала, образованного в результате внедрения частицы в изнашиваемую поверхность.

Схематически процесс взаимодействия абразивной частицы с изнашиваемой поверхностью обобщенный для случая наличия тангенциальной составляющей скорости частицы в момент удара, представлен на рис. 1, а деформация конструкционного материала как результат удара абразивной частицы - на рис. 2.

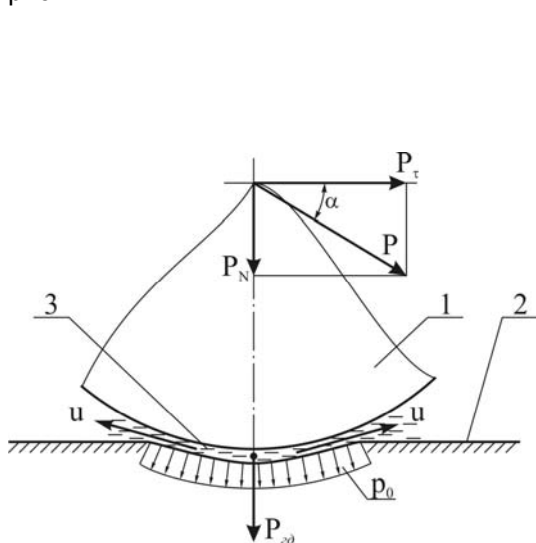


Рис. 1. Схема сил действующих на абразивную частицу при ударе:
1-абразивная частица; 2-образец;
3-жидкость.

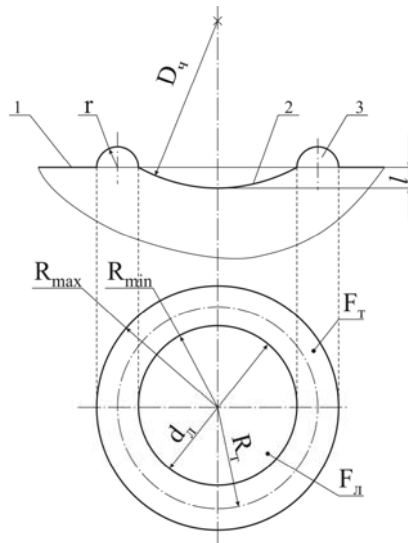


Рис. 2. Модель деформации материала абразивной частицей:
1-поверхность; 2-лунка;
3-пластически деформированный материал

Согласно энергетической концепции деформирования материала [2] в соответствии с основными положениями теории усталости [1, 6] уравнение равновесия энергий для двух соударяющихся тел предложено выражение для определения диаметра отпечатка лунки согласно формуле

$$A_ч = U_{деф} + U_{разр} , \quad (1)$$

где $A_ч$ – работа абразивной частицы, затрачиваемая на деформирование образца, Дж;

$U_{деф}$ – работа, затрачиваемая на деформацию материала, Дж.

$U_{разр}$ – работа разрушения материала, Дж.

Работа частицы в момент деформации в соответствии с основными уравнениями, описывающими рикошет, учитывая известные соотношения Нью-

тона для соударяющихся тел [7, 8] определялась в виде разницы кинетических энергий частицы до и после удара о преграду. Уравнение для определения доли кинетической энергии частицы, затрачиваемой на деформирование материала, представится в виде

$$A_u = \frac{mu^2}{2} (1 - k^2 \sin^2 \alpha - \cos^2 \alpha) = (1 - k^2) \frac{mu^2}{2} \sin^2 \alpha, \quad (2)$$

где u – скорость движения потока гидросмеси, м/с;

α – угол между вектором скорости u и изнашиваемой поверхностью, град.

k – коэффициент восстановления, принимающий значения в пределах 0,4-1 [8].

$m = V_u \cdot \rho_a = \pi \rho_a D_u^3 / 6$ – масса частицы абразива, кг;

ρ_a – плотность твердого материала, кг/м³;

D_u – средний диаметр частицы, м.

Работу, затрачиваемую на деформацию $U_{деф}$ при внедрении частицы в твердую поверхность, представляют в виде работы наиболее значимых составляющих – силы лобового сопротивления и силы вдавливания частицы P_N (см. рис. 1)

$$U_{деф} = A_P + A_{гд}, \quad (3)$$

где A_P – работа силы P_N по внедрению частицы в материал, Дж;

$A_{гд}$ – работа силы гидродинамического сопротивления, Дж;

Дальнейшие расчеты показали, что работа силы гидродинамического сопротивления на 4-7 порядков меньше остальных составляющих уравнения (1) и в дальнейших расчетах не учитывается.

В качестве критерия деформирования изнашиваемого материала используем давление в зоне контакта (см. рис. 2). Этот параметр, согласно основным закономерностям теории удара при внедрении сферического индентора [3] для упруго-пластических деформаций, которые вызывают пластическое отеснение материала, выразится зависимостью

$$p_0 = \frac{2}{\pi} \Theta \cdot \frac{\sqrt{2lR_u}}{R_u}, \quad (4)$$

где $\Theta = E / (1 - \mu^2)$ – упругая постоянная материала, Па;

E – модуль упругости материала, модуль Юнга, Па;

μ – коэффициент Пуассона;

l – глубина внедрения сферического индентора, м;

$R_u = D_u / 2$ – радиус частицы-индентора, м.

$$A_P = \frac{8}{5} \sqrt{D_u} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} l^{5/2}. \quad (5)$$

С учетом принятых допущений (2) и (5) в формуле (1), получим уравнение энергетического баланса для расчета деформации изнашиваемого материала

$$\frac{\mu u^2}{2} (1 - k^2) \sin^2 \alpha = \frac{8}{4^{5/2} \cdot 5} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{d^5}{D_q^2} + U_{разр}. \quad (6)$$

Общая энергия разрушения материала вследствие микротемпературных всплесков выразится формулой

$$U_{разр} = M_k \cdot \left(\frac{\tau_c^2}{2G} + \frac{\sigma_o^2}{2E} \right) \cdot V_{деф}, \quad (7)$$

где τ_c –напряжение сдвига, Па;

σ_o –напряжение отрыва, Па.

$V_{деф} = \left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4}{D_q} + \frac{\pi}{192} \frac{d^6}{D_q^3} \right)$ –объем разрушенного микроучастка поверхности рав-

ный объему лунки образованной частицей в материале (см. рис. 2), m^3 .

M_k –критическое микротемпературное повреждение кристаллической решетки материала.

Согласно работе автора [1], разрушение по (7) является результатом микротемпературных всплесков, возникающих в полосах скольжения кристаллической решетки при действии циклических нагрузок. В соответствии с диаграммами усталостного разрушения [6] необратимые повреждения в структуре материала возникают при превышении энергии разрушения предела усталости материала. Согласно этой гипотезе

$$M_k = \frac{2G \cdot L_m}{\xi^2}, \quad (8)$$

где $G = E/2(1 + \mu)$ –модуль сдвига материала, Па;

L_m –скрытая теплота плавления материала Дж/кг;

ξ –разность между критическим напряжением и пределом усталости материала, Па.

Подставляя (8) в (7), а затем (7) в (6) окончательно получим для всего ряда конструкционных материалов

$$\rho_a \frac{\pi u^2 \cdot D_q^3}{12} (1 - k^2) \sin^2 \alpha = \frac{1}{20} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{d^5}{D_q^2} + \left(\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4}{D_q} + \frac{\pi}{192} \frac{d^6}{D_q^3} \right) \cdot \left(\frac{\tau_c^2}{2G} + \frac{\sigma_o^2}{2E} \right) \cdot M_k. \quad (9)$$

Используя основные закономерности высшей алгебры [9] для нахождения границ действительных корней многочлена методом Ньютона, а также определяя методом Штурма, что данное уравнение имеет лишь один положительный действительный корень \tilde{d} , находим его точное значение, применяя комбиниро-

ванный метод линейной интерполяции с методом Ньютона в пределах погрешности $\pm \varepsilon$.

Объемная скорость гидроабразивного изнашивания в единицу времени для данной высоты подъема шибера представится в виде

$$Q_{ГAi} = \tilde{V}_{деф} \cdot \frac{6 \cdot S(1-S) \cdot \psi}{\pi D_4^3} \cdot u_i \cdot \sin \alpha_i, \quad (10)$$

где $\tilde{V}_{деф}$ –рассчитывается аналогично (12);

$\psi = \rho_{нас} / \rho_{те}$ –коэффициент, учитывающий межзерновое пространство частиц;

$\rho_{нас}$ –насыпная плотность абразива;

$\rho_{те}$ –натуральная плотность абразива;

$u_i \cdot \sin \alpha$ –описывает натекание объема гидросмеси на контактные поверхности рабочего органа.

Пример расчета скорости изнашивания в зависимости от скорости потока гидросмеси по формуле (10) представлены на рис. 3

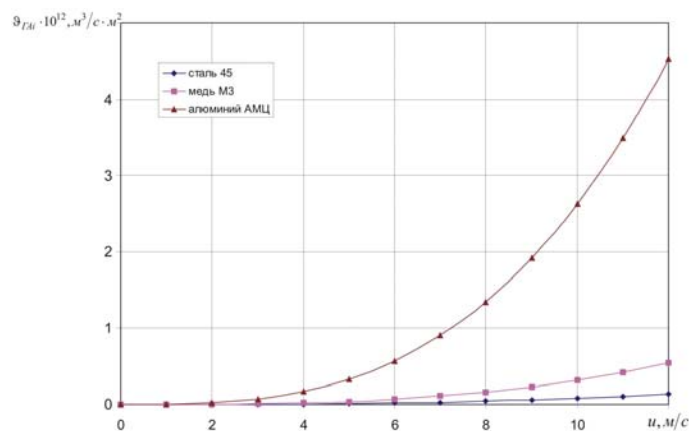


Рис. 3. Скорость гидроабразивного изнашивания для диапазона скоростей потока $u \leq 12$ м/с

Анализ графика на рис. 3 показывает, что увеличение скорости потока гидросмеси с 1 м/с до 10 м/с приводит к возрастанию объемной скорости изнашивания в 998 раз, что дает основания предположить, что скорость гидроабразивного изнашивания зависит от скорости потока в третьей степени.

В результате проведенных исследований разработана физико-механическая модель гидроабразивного изнашивания контактного контура запорной арматуры, основанная на уравнении энергетического баланса между кинетической энергией ударяющей частицы и энергией деформации и разрушения изнашиваемого материала.

Анализ результатов расчета по формуле (10) позволяет сделать следующие выводы относительно закономерностей гидроабразивного изнашивания:

- подчиняется зависимости от скорости потока и синуса угла атаки частиц в третьей степени, при этом максимум изнашивания приходится на нормальные углы атаки;
- скорость изнашивания обратно пропорциональна механическим характеристикам в степени 0,5 с асимптотой, совпадающей с осью ординат;

- зависит от объемной концентрации квадратично и при этом максимум изнашивания приходится на $S = 0,65$.

Литература

1. Иванова В.С., Разрушение металлов.–М.: Металлургия, 1979. 166 с.
2. Козырев С.П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М.: Машиностроение. 1971. 240 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 244 с.
4. Пылаев Н.И. О некоторых закономерностях износа гидротурбин от истирающего действия насосов. В. кн. «Гидротурбостроение», из-во «Энергия». 1961. 45 с.
5. Ilgaz C. Etude de l'usure d'une surface plane in jet d'eau charge de sable.–La Houille Blanche, №4, 1952.
6. Miller K.J. The application of fracture mechanics to ice problems.–In.: Proceedings of the IUTAM Symposium. 1979.–Berlin, 1980, p. 265.
7. Степанов Г.Ю., Зицер Н.М. Инерционные воздухоочистители. – М.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
8. Колыхан Л.И. Методика расчета и результаты экспериментального исследования новых конструкций локомотивных воздухоочистителей. – Дис. канд. техн. наук: 05.196. - Коломна, 1960. – 209 с.
9. Курош А.Г. Курс высшей алгебры. М.: Наука., 1968. 431 с.
10. Надежность и долговечность напорных гидротранспортных систем/ Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили, Д.Г. Сулаберидзе, А.А. Алехин. - М: Недра, 1984. -119 с.

УДК 622.278

Н.Б. Чернецкая, А.М. Шворникова, Е.А. Варакута, Н.И. Брагин

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА, СОЗДАННОГО НА ОСНОВЕ УГЛЕЙ ДОНБАССА

В статье описаны «внешние» и «внутренние» факторы, влияющие на реологические характеристики водоугольного топлива (ВУТ). Приведены данные экспериментальных исследований, проводимых для определения оптимальной композиции ВУТ. Проведен анализ продукции углеобогатительных предприятий Донбасса.

Запас мощности энергетического потенциала Украины в последнее время постепенно истощается. Возрастает энергетическая зависимость Украины от внешних поставщиков энергоресурсов. Поэтому для поддержания на должном уровне экономической и энергетической безопасности страны необходимо ориентироваться на собственные энергоресурсы, исходя из условий их конкурентоспособности и охраны окружающей среды. Именно поэтому наиболее актуальной является проблема поиска альтернативных экономических и экологически чистых видов топлива.

Для Донбасса наиболее приемлемым является использования различных марок каменного угля и отходов его обогащения, а так же создание на их основе водоугольного топлива (ВУТ).

Важным преимуществом водоугольного топлива является возможность использования котлов, предназначенных для сжигания мазута, при их небольшой модернизации. Это позволит сжигать ВУТ не только в котлах электростанций, но и использовать его для выработки тепла в промышленных и бытовых котельных установках и топочных устройствах. Одним из аспектов применения ВУТ является возможность его использования в котлах для сжигания бытового

мусора. Кроме того, реология суспензии дает возможность ее транспортирования на значительные расстояния как жидкого топлива без изменения его технических свойств.

Широкое внедрение ВУТ еще сдерживается его недостаточной стабильностью при продолжительном хранении, транспортировании и т.д., а также невозможностью получения однозначного решения для композиций различных углей. Содержание горючей массы (концентрация), текучесть, стабильность ВУТ зависят от стадии метаморфизма угля, химсостава неорганических примесей, местной воды и др. факторов. Это требует проведение экспериментальных исследований для получения ВУТ максимальной теплотворной способности при достаточной текучести и стабильности для каждого месторождения угля.

Определить из метаморфического ряда уголь, который подходит для изготовления ВУТ можно через гранулометрический состав продукта его дробления – основу обеспечения высокого качества водоугольной суспензии. Именно гранулометрическое распределение выходного продукта и соотношение в нём крупных и мелких частиц вместе с химическими примесями, которые обеспечивают возможность получения максимальной концентрации ВУТ.

Таким образом, гранулометрический состав является одним из самых важных показателей, который определяет реологическое поведение ВУТ. Поскольку первоначальной целью разработки и внедрения технологии ВУТ было повышение эффективности гидротранспортирования угля на большие расстояния, то критерием пригодности ВУТ следует считать возможность перекачивания его по трубам с помощью насосов, что и определяется, прежде всего, его вязкостью [4].

Экспериментальные данные показывают, что подбором гранулометрического состава угля можно изменять в несколько раз вязкость суспензии заданной концентрации. Наиболее низкая вязкость соответствует наиболее плотной из возможных упаковок частиц порошка. Известно также, что вязкость суспензий высокой концентрации увеличивается с ростом дисперсности твердой фазы и по мере отклонения формы частиц от сферической формы. Эти сведения требуют экспериментального уточнения для суспензии из конкретных марок углей.

Из данных экспериментальных исследований следует, что суспензии с оптимальным гранулометрическим составом получают посредством помола угля в две стадии. Часть угля (30-40%) измельчают очень тонко – до верхнего размера частиц 10-20 мкм, остальной уголь сравнительно грубо - до верхнего размера частиц 250 мкм. Обе части смешивают в мельнице грубого помола или каким-либо другим способом. Как показали экспериментальные исследования, хорошие результаты могут быть достигнуты путем выделения из угля грубого помола (менее 250 мкм) фракции частиц менее 60-80 мкм, помол ее до размера частиц менее 10 мкм и затем смешивают с фракцией 80-250 мкм. Таким путем по данным организаций, которые занимаются изучением данной проблемы, удается получать суспензии с концентрацией 67%, вязкостью 400-600 СПЗ и нулевым начальным напряжением сдвига. Эти данные требуют уточнения и проведения дополнительных исследований для ВУТ, приготовленного из конкретных марок углей.

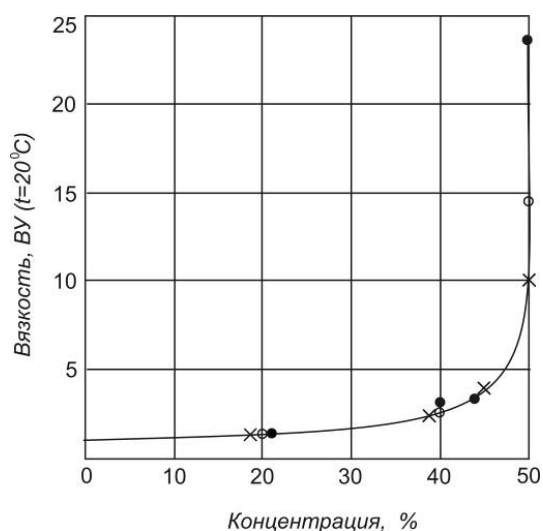


Рис. 1 Зависимость вязкости водоугольных суспензий от концентрации твердой фазы в углях марок С, С и А

Наряду с гранулометрическим составом угля важным фактором при приготовлении ВУТ, который обеспечивает необходимые качественные (реологические, седиментационные и теплотворные) свойства ВУТ, являются химические примеси. Опыт показывает, что концентрация примесей в ВУТ обычно находится в интервале 0,5 – 1,5 % [3].

Основными функциями химических примесей являются:

- повышение гидрофильности поверхности угольных частиц, т.е. смачиваемости; угольные частицы покрываются тонким слоем воды, что препятствует непосредственному контакту между ними и повышает текучесть ВУТ;
- дисперсирование угольных частиц в воде, что препятствует агломерации и обеспечивает однородность гидросмеси;
- повышение стабильности ВУТ и препятствие его расслаиванию под влиянием гравитационных сил с образованием твердого донного осадка;
- регулирование показателя рН гидросмеси.

Некоторые исследователи считают, что химические примеси повышают Z-потенциал поверхности угля до 50 мВ, увеличивают силы отталкивания частиц и толщину пленки поглощенной воды на их поверхности. Но некоторые эксперименты скорректировали это утверждение. Смена показателя рН раствора приводит к соответствующей смене Z-потенциала (рис. 2).

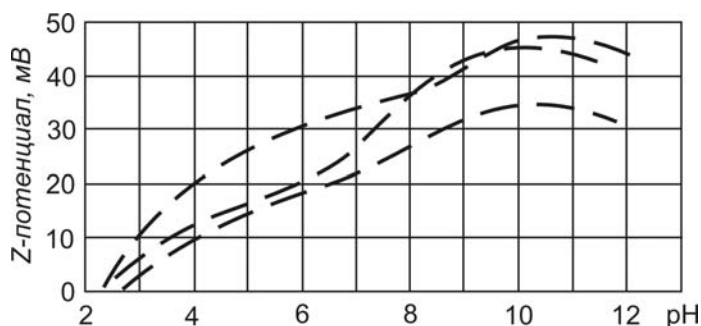


Рис. 2. Зависимость Z-потенциала поверхности угля от показателя pH

При pH 10 Z-потенциал углей А и В составляет 50 мВ, но текучесть ВУТ на основе этого угля достаточно слабая. Что же касается угля С, то добавление в гидросмесь неионных примесей практически не изменяет Z-потенциал (его величина приближается к 20 мВ), одновременно наблюдаются удовлетворительные качественные характеристики суспензии.

Имеющиеся сведения по Луганской области дают основание определить интервалы варьирования показателя кислотности pH при экспериментальных исследованиях, в пределах от 6 до 8 единиц.

Для экспериментальных исследований предполагается, в качестве жидкого компонента, использовать питьевую воду из общей водопроводной сети, имеющую нейтральный показатель кислотности pH, равный примерно 7 единиц. Поэтому, для получения необходимого показателя pH для гидросмеси, в нейтральную воду можно добавлять: либо щелочь для уменьшения кислотности до величины в интервале 7-8; либо кислоты - для повышения кислотности в диапазоне 7-6 единиц. В качестве щелочных компонентов могут быть применены следующие соединения $NaOH$, KOH , $NaHCO_3$ (сода). Для повышения кислотности среды может быть использована любая из кислот: HCl , H_2SO_4 , HNO_3 .

Еще одним фактором, который влияет на реологические характеристики водоугольной суспензии, является зольность.

Исследования по оценке влияния зольности на реологические характеристики водоугольной суспензии, полученной на основе угля марки «Д», минералогическая составляющая которого качественно оставалась неизменной.

Характер зависимостей эффективной вязкости от скорости сдвиговой деформации для высококонцентрированных водоугольных суспензий из углей различной зольности не отличается от известных - вязкость структурированных систем падает с ростом градиента скорости (рис. 3). Вместе с тем имеет место изменение характера течения данных систем [1].

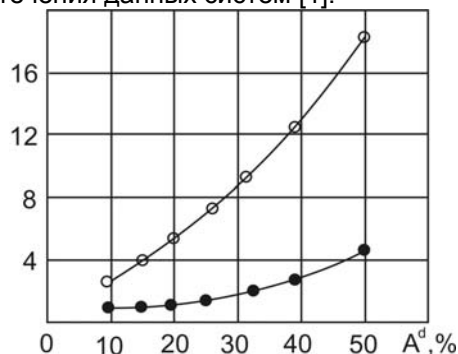


Рис. 3. Зависимость эффективной вязкости от зольности угля ВУТ при $\dot{\epsilon} = 9 \text{ с}^{-1}$
1,2 – с химической добавкой НФУ и «Дофен»

С увеличением содержания минеральных примесей в твердой фазе ВУТ возрастают значения вязкости суспензии и напряжения сдвига при одинаковых скоростях деформации. Наиболее существенно эти различия проявляются в области минимальных скоростей сдвига.

В то же время анализ полученных результатов показывает, что изменение зольности исходного угля в пределах 10-25% не существенно влияет на реологические параметры водоугольного топлива, затем следует скачок вязко-

сти при зольности 25-40% и водоугольная суспензия практически теряет текучесть при $A^d > 45\%$. [1]

Предварительный анализ продукции углеобогажительных предприятий Луганской области показал, что наиболее приемлемыми в качестве сырья для композиции ВУТ с учетом рекомендаций организаций, которые проводят исследования в этой области, являются угли средней и низкой стадий метаморфизма марок Ж, Г, Д зольностью 8-14%, рабочей влажностью не более 8...10%, теплотой сгорания не менее 16 МДж/кг.

Рассмотренные выше особенности реологии высококонцентрированных водоугольных суспензий касаются в основном «внутренних» факторов, оказывающих влияние на их свойства, т.е. непосредственно композиционных составляющих и характеристик.

К «внешним» факторам, оказывающим влияние на реологию суспензий, в частности, может быть отнесена температура, определяемая как окружающей средой, так и процессом производства и транспортирования ее.

Полученные данные свидетельствуют, что в исследуемом диапазоне температур величина эффективной вязкости с увеличением температуры уменьшается в 2,2- 2,3 раза.

В свою очередь, величина касательных напряжений трения, является функцией многих независимых параметров, в том числе и температуры. Поскольку диаметр трубопровода практически не зависит от температуры, зависимость касательных напряжений трения от температуры, полученная в ходе реологических исследований, при прочих постоянных параметрах (в первую очередь, при фиксированной скорости сдвига) может быть перенесена без искажений на удельные потери давления в трубопроводе (при той же скорости сдвига). Соответственно, удельные потери давления в трубопроводе при температуре 0,5°С могут превышать в 2,2-2,3 раза показатель, рассчитанный для температуры 30°С [1].

Поэтому, следует не допускать снижение температуры ВУТ ниже 3°С в процессе транспортирования (и хранения ВУТ в трубопроводах и резервуарах), а расчёты *производить* с учетом заданного температурного режима.

С экологических позиций непосредственно для приготовления пригодны угли, в которых содержание серы не превышает 2%. В Луганской области только одна ЦОФ «Белореченская» удовлетворяет эту условию (уголь марок Г и ДГ), концентрат которой в среднем содержит серы 1,88%. Но её ресурсы составляют всего 120 тыс.т в год и в основном предназначены для производства кокса.

В Донецкой области низкосернистый концентрат (от 1,5 до 2% серы из углей марок Д, ДГ) для нужд энергетики ОФ «Трудовская», «Пионер», ЦОФ «Кураховская» общим количеством 1669 тыс.т в год.

По данным УкрНИИУглеобогащения в качестве сырья для ВУТ можно использовать концентрат, вырабатываемый из углей марок Г, ГЖО ЦОФ «Луганская» и «Михайловская» ПО «Луганскуглеобогащение» в количестве до 2622 тыс.тонн в год. Но продукты указанных фабрик требуют десульфурации, т.к. содержат в среднем от 2,85 до 2,9% серы.

Сера в угле присутствует в виде неорганических и органических соединений. Основным носителем неорганических соединений в угле являются дисульфиды железа (пирит, марказит).

В общем виде органическая сера в углях в зависимости от условий происхождения подразделяются на первичную и вторичную (рис.4).

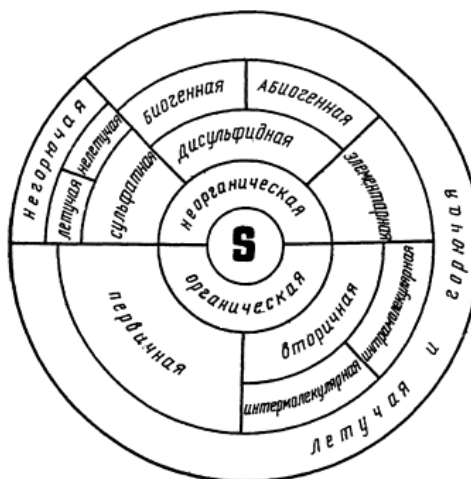


Рис. 4. Классификация различных видов серы в угле

Вторичная органическая сера может принадлежать к двум типам интермолекулярной или мостиковой, генетически связанной с дисульфидами железа, и сосредоточенной в слоях непосредственно примыкающих к поверхности дисульфидов и интрамолекулярной: классически связанной со всей органической массой угля [2].

При сжигании угля более 90-95% общей серы, содержащейся в угле, сгорает, превращаясь в основном в высокотоксичный сернистый ангидрид (SO_2) и, входя в таком виде в состав дымовых газов, загрязняет атмосферу и наносит ущерб народному хозяйству (коррозия металлических сооружений, гниль растительности, закисление почв, разрушение строений и др.).

Содержание общей серы S_t^d , в углях различных месторождений колеблется от 0,1 до 10%. В зависимости от содержания серы угли подразделяются на малосернистые ($S_t^d = 0,5-1,5\%$), среднесернистые ($S_t^d = 1,5-2,5\%$), сернистые ($S_t^d = 2,5-4,0\%$) и высокосернистые - (S_t^d более 4%).

Повышенной сернистостью (S_t^d) отличаются угли Донецкого (2,5%), Львовско-Волынского (3,3%), Днепропетровского (до 4,3%) бассейнов.

За последние годы практикой углеобогащения установлено, что среднее относительное снижение содержания общей серы в концентрате энергетических углей составляет 4,35%.

Поскольку, реология отражает степень поведения водоугольных суспензий в трубопроводах необходимо учитывать эти особенности при расчетах гидротранспортных систем.

ВЫВОДЫ

1. Оптимальным гранулометрическим составом ВУТ является бимодальный, который получают путем помола угля в две стадии. Размер частиц первой стадии помола (тонкое измельчение) составляет 10-20 мкм, а второй стадии (грубое измельчение) - 250 мкм.

2. Существующие экспериментальные исследования показывают, что содержание химических примесей в водоугольной суспензии находится в интерва-

ле 0,5 – 1,5 %. Анализ углей Донбасса позволяет определить интервалы варьирования показателя кислотности рН в пределах от 6 до 8 единиц.

3. По данным анализа продукции углеобогачительных предприятий Донбасса наиболее приемлемыми в качестве сырья для композиции ВУТ являются угли марок Г, Д и Ж зольностью 8-14 %.

4. Оптимальная температура при транспортировании и хранении водоугольного топлива не должна быть ниже 3°C.

5. В связи с тем, что содержание серы в составе ВУТ негативно влияет на экологическую обстановку региона, необходимо применять мероприятия по снижению концентрации серосодержащих веществ в ВУТ. Экспериментальные исследования показывают, что количество серы не должно превышать 2%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башкатова И.Н., Власов Ю.Ф., Филатов В.В., Чернецкая Н.Б. Некоторые особенности реологии высококонцентрированных водоугольных суспензий// Вісник Східноукраїнського державного університету. Випуск №1(23) 2000. – с. 139-145.
2. Брагин Б.Ф., Коломиец А.С. Пульпы и суспензии: Учебное пособие. – К.: ИСДО, 1995., с. 82-93.
3. Водовугільне паливо/ Круть О.А.; Національний гірничий університет. – Київ: Наук. Думка, 2002, с. 20-52
4. Иванов В.М. Контарович Б.В. Топливные эмульсии и суспензии – М.: 1963, с.144-157.

УДК 532.551/556(045)

П.Ф. Ящук, Б.А. Скочеляс

ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯКА В ДВУХЧЕРВЯЧНОМ ПРЕССЕ

Приведен теоретический анализ учета утечек неньютоновских жидкостей в зазорах двухчервячного пресса с учетом их геометрических размеров. Полученные зависимости могут быть использованы при проектировании рациональных конструкций элементов прессов и организации их рабочих процессов. Рис.1. Ист.4.

Введение. Исследование течения вязких и аномально-вязких жидкостей с изменяющимся по длине расходом являются актуальной задачей для многих технологических процессов. В большинстве случаев в основу таких идей положено дифференциальное уравнение движения тела с переменной массой, впервые полученное И.В.Мещерским и Г.А.Петровым. Данное уравнение имеет следующий вид:

$$d\left(\frac{\alpha_0 Q^2}{2gS^2}\right) + \frac{dP}{\rho g} + dx + ldx + \frac{\alpha_0 g(g - \Delta g)}{g} \frac{dQ}{Q} = 0, \quad (1)$$

где α_0 – коэффициент кинетической энергии, учитывающий неравномерность распределения скорости по течению потока; S – площадь поперечного сечения; l – гидравлический уклон, характеризующий потери энергии на единицу длины канала; Δg – скорость отсоединенного расхода в проекции на ось канала.

Учитывая, что для разного рода коллекторов и распределительных устройств отбор через равные участки канала, для любого сечения X такого канала может быть справедлива зависимость:

$$Q = Q_0 - q_0 x = Q_0 \left(1 - \frac{x}{L} \right). \quad (2)$$

Предполагая, что рассматриваемая жидкость является неньютоновской и подчиняется закону Освальда де Вилля для значения давления в каком-либо сечении канала с изменяющимся по приведенному закону расходом можно получить следующую зависимость:

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{16(4n+2)(5n+3)Q_0^2 x}{\pi^2 g D^4} - \frac{4KL}{\rho g D} \left[\frac{8Q_0(3n+1)}{\pi D^3 n} \right] \frac{1}{(n+1)} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{L} \right)^{n+1} \right], \quad (3)$$

где n – индекс течения; K – консистентная постоянная; p_0 и Q_0 – давление и расход на входе в канал.

Данная зависимость справедлива при отсутствии транзитного расхода. В случае наличия транзитного расхода Q_T приведенная формула переписется в виде:

$$\begin{aligned} \frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{16(4n+2)(5n+3)Q_0^2 x}{\pi^2 g D^4} & \left[(Q_0 - Q_T)^2 \frac{x^2}{L^2} - 2Q_0(Q_0 - Q_T) \frac{x}{L} \right] + \\ + \frac{4KL}{\rho g D(n+1)} \frac{8(3n+1)}{\pi D^3 n} & \left\{ \left[Q_0 - (Q_0 - Q_T) \frac{x}{L} \right]^{n+1} - Q_0^{n+1} \right\}. \end{aligned} \quad (4)$$

Одним из примеров практического применения рассмотренных выше математических описаний является течение в зазорах червячных пар в двухчервячном прессе при наличии потоков утечек. Данные прессы находят применение при переработке полимерных материалов и исследование гидродинамических процессов в их элементах является актуальным.

Математическая модель течения в зацеплении червяка

На основании рассмотренного подхода изучения течений вязких и аномально-вязких жидкостей при изменяющемся по длине расходе можно создать математическое описание течения вязкой жидкости в зацеплении червяков двухчервячного прессы.

Учитывая, что такое течение является двумерным, то при наличии утечек оно может быть рассмотрено как течение с переменной массой вдоль потока и возможно его описание с позиции течения в каналах с изменяющимся по длине расходом.

В этом случае необходимо учитывать проявление силы инерции и дополнительных потерь связанных с изменением массы. Основные задачи рассмотренного вида течения предлагается в работах [1, 2, 3, 4].

На рис. 1 (а, б) показана форма зазора в зацеплении червяка двухчервячного прессы.

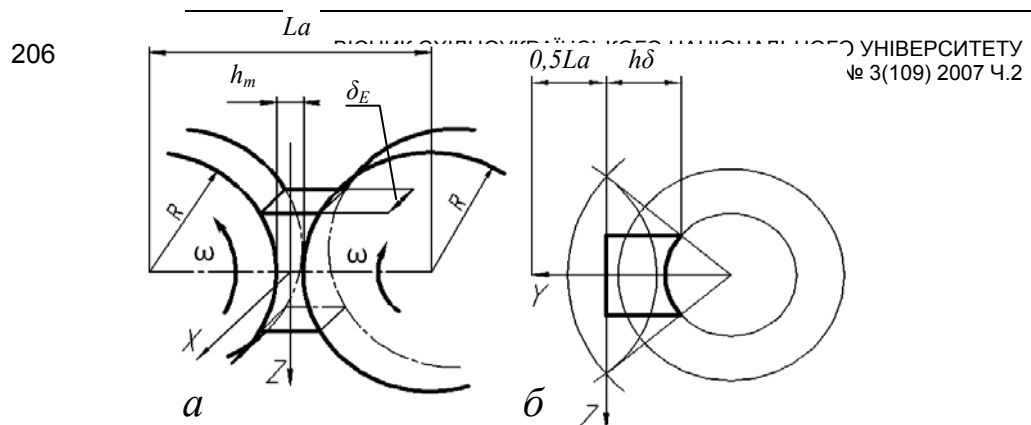


Рис. 1 Радиальный (а) и боковой (б) зазоры в зацеплении червяков двухчервячного прессы

Уравнения, описывающие такое течение, если рассматривать его как двумерное, приведены в работе [3].

Анализ подобного вида течений позволяет сделать соответствующие допущения, значительно упрощающие рассматриваемую нами задачу. При сравнительно небольших числах Рейнольдса ($Re < 1$) критерий Лагранжа будет весьма близок к константе, соответствующей полной стабилизации потока, продольными деформациями поля скоростей можно пренебречь и получить следующие выражения для расчета продольного вдоль оси X и поперечного вдоль оси Y расхода жидкости. Q_x и Q_y .

$$Q_x = -\frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\mu \partial X}; \quad Q_z = -\frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\mu \partial Z} - \omega R_c \times h \quad (5)$$

где $R_c = (R + R_1) \cdot 0.5$ рис. 1, ω - угловая скорость вращения червяка.
Воспользовавшись уравнением баланса расхода

$$\frac{\partial Q_x}{\partial X} + \frac{\partial Q_z}{\partial Z} = 0 \quad (6)$$

и зависимостью, определяющей высоту h канала в зазоре имеем,

$$h = h_i + \frac{R_c}{R \times R_1} Z^2. \quad (7)$$

Можно получить следующее соотношение для определения функции давления $P(x, z)$:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} + \frac{6 R_c}{R \times R_1 \times h} Z \frac{\partial P}{\partial Z} = -24 \mu \omega \frac{R_c}{R \times R_1 \times h^3} Z. \quad (8)$$

Решение уравнения следует проводить при граничных условиях: $P = P_0$ при $Z = -Z_k$; $p = \Delta p$ при $Z = Z_k$; $\frac{\partial P}{\partial X} = 0$ при $X = 0$.

Величина Δp , является аргументом функции $q = q(\Delta p)$, характеризующей поток утечек.

На рис.2 приведено двумерное течение жидкости в зоне зацепления червяка.

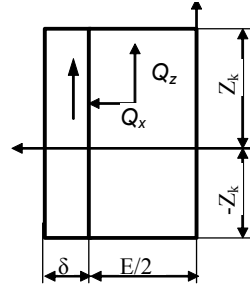


Рис.2. Двумерное течение в зоне зацепления червяков

Дополнительным граничным условием является условие на границе $X = 0.5E$ (рис. 2). Для определения ширины бокового зазора (рис. 1, б) можно найти следующее выражение:

$$b = \frac{A}{2} - R_I + \frac{Z^2}{2R_I}, \quad (9)$$

тогда граничное условие будет иметь вид

$$\frac{\partial Q_z \delta}{\partial Z} = Q_X(0.5E) \quad (10)$$

и преобразуется следующим образом:

$$b \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2}(0.5E) + \frac{Z \partial^2 P}{R_I} \frac{\partial P}{\partial Z}(0.5E) - \frac{h^3}{\delta} \frac{\partial P}{\partial X}(0.5E) = -6 \mu \omega A \frac{Z}{\delta^2 R_I}. \quad (11)$$

Решая уравнение (9) методом Либмана можно найти закон изменения $P(X, Z)$.

Если принять предположение о достаточной малости ширины витков и постоянства давления по ширине витка в радиальном зазоре, то для расчета расхода утечек q можно получить следующую зависимость:

$$q = 2 \int_0^{0.5E} Q_Z dX + 2Q_Z \delta = \omega(R_C \times E \times h + A \times \delta \times b) + \frac{E h^2 + 2b \times \delta^3}{12 \mu} \frac{\partial P}{\partial Z}, \quad (12)$$

а для сечения, где $\frac{\partial P}{\partial Z} = 0$ имеем:

$$(q) \frac{\partial P}{\partial Z} = 0 = \omega(R_C \times E \times h_0 + A \times \delta \times b_0). \quad (13)$$

где h_0, b_0 – размеры сечения с нулевым градиентом давления.

На основании уравнения (12) определяется величина $\frac{\partial P}{\partial Z}$, а затем и Δp :

$$\Delta p_I = 12\mu\omega \int_{-Zk}^{+Zk} \frac{ER_C(h_0 - h) + A\delta(b_0 - b)}{E \times h^3 + 2b\delta^3} dX. \quad (14)$$

Зависимость $\frac{\partial P}{\partial Z} = \varphi(Z)$ при учете деформации профиля скоростей является нелинейной.

Для практического применения приведенных соотношений получено выражение, определяющее расход q следующим образом:

$$q = \omega(R_C \times E \times h_0 + A \times \delta \times b_0) \left[0.865 + 3.7 \frac{h_m}{E} - 0.043 \frac{\delta}{h_m} - 0.098 \frac{E}{2R} - 23 \left(\frac{h_m}{E} \right)^2 + 0.006 \left(\frac{\delta}{h_m} \right) \right]. \quad (15)$$

Суммарный расход в рассматриваемых зазорах определяется как сумма:

$$Q_b = Q_0 + Q_{\delta\delta} = Q_0(\Delta p) + q(\Delta p_I). \quad (16)$$

где $Q_0(\Delta p)$ – величина, характеризующая зависимость транзитного потока от Δp в пределах одного витка, исключая зону зацепления червяков.

Выводы. Таким образом, приведенный теоретический анализ позволяет установить зависимость между утечками в зазорах червяка и их геометрическими размерами, что весьма важно при проектировании и выборе наиболее рациональных элементов конструкции двухчервячных прессов.

Литература

1. Яхно О.М., Желяк В. І. Гідравліка неньютонівських рідин. - К: Вища школа, 1995. – 199 с.
2. Яхно О. М., Дубовицький А.Ф. Основы реологии полимеров. - К: Вища школа, 1975. – 117 с.
3. Мак-Кенви Д. М. Переработка полимеров. – М.: Химия 1965, –442 с.
4. Фрейштетер Г. Б., Данилевич С. Ю., Раднонова Н. В.. Течение и теплообмен неньютоновских жидкостей в трубах. – К.: Наукова думка, 1990.– 216 с.

ВІСНИК
Східноукраїнського національного університету імені
Володимира Даля

№ 3(109)

науковий журнал

Відповідальний секретар випуску
Літературний редактор:
Технічний редактор
Коректор
Розробка оригінал-макету

Осенін Ю.І.
Андропова З.І.
Дроговоз Т.М.
Єрьоменко О.В.
Могильна О.В.

Підписано до друку 10.12.2006.
Формат 60x84 ¹/₁₆. Папір типограф. Гарнітура Arial Cyr.
Друк офсетний. Умов. друк. арк. 26,4. Обл.-вид.арк. 27,5.
Тираж 300 прим. Вид. № 2044. Замов. № . Ціна договірна.

Видавництво
Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля
Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.2003
Адреса видавництва: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а
Телефон: 8 (0642) 41-34-12. Факс: 8 (0642) 41-31-60
E-mail: uni@snu.edu.ua. <http://snu.edu.ua>

Надруковано ПП Сувальдо В.Р.
91034, м. Луганськ, вул. Лермонтова, 1б

