

США/кВт. ГеоТЕС з потужністю 100 МВт і більше будуть коштувати від 1200 до 2000 дол. США/кВт [1-3, 5-11].

Висновки і шляхи подальших досліджень. Виходячи із зазначеного і на основі оцінки технічних можливостей ГеоТЕС і обмежень по екологічних і економічних причинах, можливо зробити наступні висновки про розвиток геотермальної електроенергетики передбачається.

Розвиток технологій очистки мінералізованих геотермальних вод є однією з важливих умов широкого запровадження ГеоТЕС;

Технічні особливості геотермальної електроенергетики (обмежені значення верхніх температур циклів і висока мінералізація геотермальних теплоносіїв) вимагають звернути увагу дослідників на проведенні експериментів на дослідних ГеоТЕС порівняно невеликої потужності для відпрацювання технологій і відповідного устаткування;

Далеко невичерпана необхідність досліджень використання стійких до корозії матеріалів, а наявність розчинених газів вимагає розробляти додаткові системи газовиділення і утилізації, що супроводжується збільшенням витрат потужності на власні потреби до 50% і вище.

Список літератури

1. Геотермальная энергетика-Википедия: http://ru.wikipedia.org/wiki/%C3%E5%E0%F2%E5%F0%EC%E0%EB%FC%ED%E0%FF_%FD%ED%E5%F0%E3%E5%F2%E8%EA%E0
2. Гетермальная энергетика. http://ru.wikipedia.org/wiki/Гетермальная_энергетика.
3. LGE: http://www.eninnet.ru/lge/geotes_r.htm
4. Охрана окружающей среды // Учебник для технических специальностей вузов / Под ред. **С.В. Бегова** - М.: Высшая школа, 1991.
5. Геотермальные электростанции (ГеоТЭС): <http://gisee.ru/regionsupport/articles/low-energy/19412/>
6. Гетермальное энергоснабжение. www.esco.co.ua/journal/2005_11/art07_28.htm.
7. Геотермическая электростанция. БСЭ, т. 6.
8. **Выморков Б.М.** Геотермальные электростанции. – М.-Л., 1966. Конечников А.. Энергия тепла Земли // Конечников А., Остапенко С. Электропанорама. – 2003. – №7-8.
9. **Поваров О.А., Васильев В.А., Томков Ю.П., Томаров Г.В.** Геотермальные электрические станции с комбинированным циклом для северных районов России. <http://www.transgasindustry.com>.
10. **Занин А.И.** Паровые турбины. / **А.И. Занин, А.С. Соколов** - М.: Высшая школа, 1988.
11. **В.И. Кирюхин** Парові турбіни малої потужності КТЗ // **В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова** и др. // М.: Энергоатомиздат, 1987

Рукопис подано до редакції 17.03.15

УДК 622.807.1

В.А. ШАПОВАЛОВ, канд. техн. наук, доц., Криворізький національний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ІЗОКІНЕТИЧНОСТІ РУХУ ПОТОКУ ПОВІТРЯ В ПОРОЖНИНІ ПИЛОПРИБИРАЛЬНОГО НАСАДКА

Серед комплексу санітарно-гігієнічних заходів боротьби з пилом прибирання виробничих приміщень займає важливе місце. Видалення осілого пилу за допомогою промислових пиłosосних установок забезпечує високі санітарно-гігієнічні умови праці і підвищує продуктивність. Ефективна і економічна робота промислових пилоприбиральних установок в значній мірі залежить від робочого органу – пилоприбирального насадка, в порожнині якого відбуваються складні аеродинамічні процеси. Втрати тиску в порожнині пилоприбирального насадка складають значну частину від загальних втрат тиску у системі трубопроводів пилоприбиральних систем. Зменшення цих втрат можна спостерігати в такій конструкції насадка, який має рівновеликі площі всмоктувальної щілини, вихідного патрубка і довільних перетинів порожнини корпусу. Тобто, коли в порожнині насадка буде дотримуватися принцип ізокінетичності руху повітряного потоку. Для досягнення цього принципу зменшення довжини всмоктувальної щілини повинно відбуватися за рахунок звуження порожнини, обмеженої вертикальними поверхнями, виконаних по дугах двох кіл, а ширину всмоктувальної щілини необхідно збільшувати до діаметра патрубка між клиновидними вертикальними поверхнями, що розширюються. Аналітичне дослідження довільних площ перетинів порожнини насадка та експериментальні виміри швидкості повітряних потоків у цих перетинах показали, що для досягнення в ньому принципу ізокінетичності необхідно, щоб перехід від всмоктувальної щілини до вихідного патрубка здійснювався за овальним сполученням горизонтальних і вертикальних поверхонь корпусу, виконаних вищевказаним способом.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Виробнича діяльність підприємств теплоенергетичної, гірничо-металургійної, машинобудівної та інших галузей, які є провідними для більшості промислових центрів країни, пов'язана з інтенсивним виділенням пилу і забрудненням повітря у виробничих приміщеннях. Серед комплексу санітарно-гігієнічних заходів боротьби з пилом прибирання виробничих приміщень займає важливе місце. Видалення осілого пилу за допомогою промислових пиłosосних установок забезпечує високі санітарно-гігієнічні умови праці і підвищує продуктивність. Прибирання осілого пилу з різних поверхонь за допомогою пиłosосних установок відбувається в результаті взаємодії всмоктувального факела пилоприбирального насадка з шаром пилу. Від конструкції пилоприбирального насадка в значній мірі залежить ефективність і економічність роботи пиłosосних систем. Конструкція пилоприбирального насадка повинна забезпечувати зручний і вільний доступ до поверхонь прибирання з урахуванням таких особливостей як, розташування поверхні у просторі (вертикальне, горизонтальне), форма поверхні (гладка, шорстка), наявність вибоїн, щілин або заглиблень тощо. Також, форма і конструкція пилоприбирального насадка, в значній мірі залежить від фізико-механічних властивостей пилу – густини, сипкості, дисперсного складу, наявності сторонніх домішок і крупних часток, товщини осілого шару, давності його формування тощо. Залежність геометричних параметрів від безмежної кількості факторів спонукало розробці різноманітних видів і типів насадків, які відрізняються не тільки за формою і конструкцією, але і за принципом дії [1-4,8-11]. Але низька пилоприбиральна здатність насадків приводила до значних витрат потужності на видалення пилу, що знижує в цілому економічний ефект від роботи пиłosосних установок.

Аналіз досліджень і публікацій. На промислових підприємствах, у разі застосування пиłosосних установок, осілий пил видаляється, у більшості випадків, з повітронепроникних поверхонь для чого необхідні значно більші швидкості повітря ніж для транспортування пилу по трубопроводах. Це пояснюється тим, що потік повітря, що всмоктується через насадок, рухається або паралельно шару пилу, або під кутом до нього, в залежності від розташування поверхні у просторі і конструкції насадка. При цьому швидкість потоку повітря, що всмоктується через насадок, зменшується по мірі віддалення від всмоктувальної щілини.

Більшість дослідників погоджуються з думкою, що економічність роботи насадка залежить від витрат повітря, що проходить крізь нього. Повне видалення пилу з поверхні забезпечується відповідними витратами повітря. Це пов'язано з витратами енергії на додання втрат тиску у насадку, а необхідна для цього потужність N визначається з формули [5]

$$N = 0,6\zeta_n \cdot (Q^3/F^2), \quad (1)$$

де ζ_n - коефіцієнт місцевого опору насадка; Q - витрати повітря, що проходять через насадок, м³/с; F - площа перетину вихідного патрубку насадка, м².

Отже, найбільша економічність насадка досягається при мінімальних значеннях витрат повітря і коефіцієнта місцевого опору, а також при максимальній площі перетину вихідного патрубку.

Коефіцієнт місцевого опору ζ_n залежить, головним чином, від геометричних параметрів насадка [1]. При розробці пилоприбиральних насадків залишається не вирішеним питання оптимальних геометричних розмірів його корпусу, при яких втрати тиску були б мінімальними. Це пов'язано з тим, що всмоктувальна щілина насадка має, переважно, прямокутну форму, яка плавно переходить до форми перетину рукоятки (переважно форма кола). При переході від перетину всмоктувальної щілини до перетину рукоятки для зменшення втрат тиску повинна дотримуватися умова сталості площин на всьому шляху.

Діаметр вихідного патрубку насадка має відповідати розмірам рукоятки і гнучкого шлангу, який не рекомендується приймати більшими 50 мм, оскільки при більших значеннях спостерігаються незручності в роботі через збільшення його ваги.

Для зручності роботи пилоприбиральним інструментом внутрішній діаметр рукоятки, як правило, приймають 32-40 мм. Відповідно, діаметр патрубку насадка змінюється в такому ж діапазоні розмірів.

Прибирання поверхні полу є найбільш трудомісткою операцією, особливо в умовах промислових підприємств гірничо-металургійного комплексу з потужними джерелами виділення пилу. На поверхні полу осідає найбільша кількість пилу у порівнянні з іншими категоріями пове-

рхонь. Дуже часто, внаслідок переміщення по цеху обслуговуючого персоналу і механізмів, пил на полу ущільнюється, що робить його прибирання ще більш складним.

Для продуктивного прибирання пилу з поверхні полу в промислових приміщеннях рекомендуються насадки з довжиною всмоктувальної щілини $L_{щ} = 200-400$ мм. Тому, під час розробки конструкції насадка прийнята довжина всмоктувальної щілини $L_{щ}$ буде знаходитись в заданому діапазоні.

Згідно рекомендацій [1,4-6] найбільш раціональною формою пилоприбирального насадка є така його конструкція, яка відповідає наступним вимогам. Площа всмоктувальної щілини повинна дорівнювати площі перетину патрубку насадка. Рівномірне всмоктування пилу по всій довжині щілини, а також нерозривна і безвихрова течія повітря усередині корпусу насадка забезпечується його особливою формою, яка має бокові твірні стінки корпусу у вигляді плавних кривих з радіусом, що розрахований за формулою [5,6]

$$R = 0,65 \cdot (L_{щ} - d_n), \quad (2)$$

де $L_{щ}$ – довжина всмоктувальної щілини насадка, м; d_n – внутрішній діаметр патрубку насадка, м.

При цьому в місцях сполучення бокових твірних стінок корпусу з патрубком насадка радіус кола R повинен бути перпендикулярним до поверхні патрубку.

Постановка завдання. Під час конструктивного проектування насадка залишається не вирішеними питання: якою буде висота насадка $H_n = Y_A$ і яким буде кут розкриття його корпусу $\beta = \angle ADA'$. Данні параметри представлені на рис. 1.

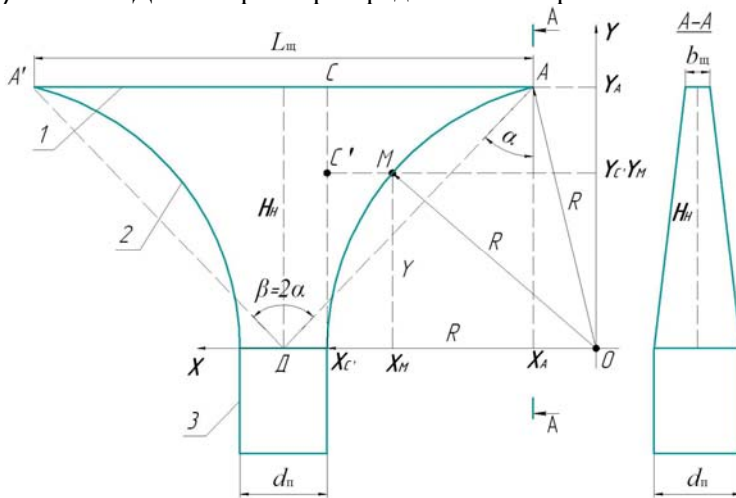


Рис. 1. Розрахункова схема конструктивних параметрів насадка 1 – всмоктувальна щілина насадка; 2 – бокова твірна стінка корпусу насадка; 3 – патрубок насадка

Дослідження цих завдань дозволяє встановити наступне. Дотримуючись принципу ізокінетичності руху повітряного потоку при надходженні його у порожнину насадка і патрубку, за прийнятими параметрами d_n і ширини його щілини $b_{щ}$ визначається довжина всмоктувальної щілини $L_{щ}$

$$L_{щ} = \pi d_n^2 / 4b_{щ}. \quad (3)$$

Далі за формулою (2) розраховується радіус кола R , твірна якого утворює бокову поверхню корпусу насадка. Так як довжина відрізка AC (див. рис. 1) дорівнює

$$AC = (L_{щ} - d_n) / 2, \quad (4)$$

то

$$X_A = R - 0,5 \cdot (L_{щ} - d_n), \quad (5)$$

або з урахуванням значення R з формули (2), остаточно отримуємо

$$X_A = 0,15 \cdot (L_{щ} - d_n). \quad (6)$$

Із рівняння кола $X^2 + Y^2 = R^2$, розраховуємо значення H_n висоти корпусу насадка

$$H_n = Y_A = \sqrt{R^2 - X_A^2} = 0,632 \cdot (L_{щ} - d_n). \quad (7)$$

Кут розкриття β корпусу насадка дорівнює

$$\beta = 2 \arctg \alpha = 2 \arctg (H_n / x_A). \quad (8)$$

Отже, розміри насадка геометрично подібні, так як кут розкриття β не залежить від розмірів всмоктувальної щілини і висоти корпусу насадка.

Як було зазначено раніше, ефективна і економічна робота пилоприбиральних установок в значній мірі залежить від робочого органу - пилоприбирального насадка, в порожнині якого відбуваються складні аеродинамічні процеси. За даними дослідників втрати тиску в порожнині пилоприбирального насадка і у гнучкому шлангу сягають 50% від загальних втрат тиску у системі трубопроводів пилоприбиральних установок [5,6]. Дослідження аеродинамічних характеристик насадків [1] показують, що втрати тиску в порожнині корпусу насадка залежать, головним чином, від витрат повітря, що проходять крізь нього і коефіцієнта місцевого опору, і обу-

мовлені утворенням вихрових зон під час течії повітря крізь нього. Зменшення цих втрат можна спостерігати в такій конструкції насадка, який має рівновеликі площі всмоктувальної щілини, вихідного патрубка і довільних перетинів порожнини корпусу. Тобто, коли в порожнині насадка буде дотримуватися принцип ізокінетичності руху повітряного потоку.

Викладення матеріалу та результати. Дослідимо тепер питання про ізокінетичність потоку в порожнині корпусу насадка, якщо розширення всмоктувальної щілини в одній площині клиноподібне від розміру $b_{щ}$ до діаметра d_n патрубка (див. рис. 1).

Методами аналітичної геометрії нами визначено, що довжина відрізка MC' змінюється згідно залежності

$$MC' = R - \sqrt{R^2 - Y^2}, \quad (9)$$

де Y - відстань (змінна висота насадка) від патрубка до перетину $S_{щ}(Y)$, мм.

Змінна довжина щілини $L_{щ}(Y)$ в залежності від параметра Y буде описуватися закономірністю

$$L_{щ}(Y) = d_n + 2\left(R - \sqrt{R^2 - Y^2}\right). \quad (10)$$

Ширина щілини насадка $b_{щ}(Y)$ від змінної Y буде залежати так

$$b_{щ}(Y) = b_{щ} + \left[\frac{(H_n - Y)(d_n - b_{щ})}{H_n}\right]. \quad (11)$$

В залежності від форми перетину порожнини насадка (прямокутна або еліпсоподібна) площа перетину $S_{щ}(Y)$ цієї порожнини буде мати значення

$$S_{щ}(Y) = a \cdot L_{щ}(Y) \cdot b_{щ}(Y), \quad (12)$$

де a - коефіцієнт форми всмоктувальної щілини насадка; $a=1$ - для прямокутної форми; $a=\pi/4=0,785$ - для еліпсоподібної форми.

За відомими значеннями площ перетину насадка $S_{щ}(Y)$ і площі всмоктувальної щілини $S_{щ}$ можна тлумачити про ізокінетичність руху повітряного потоку в порожнині його корпусу. Якщо врахувати умову нерозривності потоку, згідно якої об'ємні витрати повітря у довільному перетині насадка $Q(Y)$ дорівнюватимуть витратам повітря у всмоктувальній щілині $Q_{щ}$, то виходячи з цієї умови можна отримати закономірність зміни швидкості $V(Y)$

$$V(Y) = V_{щ} \cdot \left[S_{щ}/S_{щ}(Y)\right], \quad (13)$$

де $V_{щ}$ - швидкість повітря у всмоктувальній щілині.

Для безрозмірного значення $\bar{V}(Y) = V(Y)/V_{щ}$ рівняння (13) буде мати вигляд

$$\bar{V}(Y) = S_{щ}/S_{щ}(Y) = 1/\bar{S}(Y). \quad (14)$$

З метою перевірки аналітичного методу оцінки ізокінетичності руху повітряного потоку в порожнині насадка, виготовленого по формі, представленій на рис. 1, були проведені його аеродинамічні випробування.

Дослідницький насадок був виготовлений з листової сталі товщиною $\sigma=1,5$ мм. Його геометричні параметри були такими: довжина всмоктувальної щілини $L_{щ}=240$ мм; ширина всмоктувальної щілини $b_{щ}=4,9$ мм; радіус твірної бокової поверхні корпусу $R=133$ мм; розмір патрубка насадка 38×38 мм; висота корпусу насадка $H_n=129$ мм. Проекція довільного перетину порожнини корпусу має прямокутну форму.

Аеродинамічні випробування насадка проводилися на лабораторній моделі, яка представляла наступну конструкцію. Насадка приєднувалась до рукоятки і гнучкого шлангу, який в свою чергу був приєднаний до витратоміра типу ГКФ ГОСТ 5364-50 (клас похибки 0,5% від значення витрати повітря, що вимірюється). Витратомір приєднувався до збудника тяги (побутовий пилосос), з можливістю регулювання його продуктивності.

Методика експерименту полягає в наступному. За допомогою збудника тяги забезпечувався рух повітря крізь насадок і, за допомогою витратоміра визначалися витрати повітря Q . За даними витрат повітря Q розраховувалася швидкість повітря $V_{щ}$ у всмоктувальній щілині насадка

$$V_{щ} = Q/(L_{щ}b_{щ}), \quad (15)$$

де Q - витрати повітря, m^3/c ; $b_{щ}$ - ширина всмоктувальної щілини, м.

При кожному режимі роботи збудника тяги п'ятикратно вимірювався статичний напір в порожнині насадка уздовж осі Y (див. рис 1) на відстанях $Y=0; 32; 64; 99; 124$ мм від патрубка насадка. На підставі вимірів для кожного режиму розраховувалися середні значення статичного напору в рукоятці. Динамічний напір в рукоятці діаметром $d_p = 36$ мм вимірювався трубкою

Піто-Пранделя на відстані $0,111d_p \approx 4$ мм від стінки труби рукоятки [7]. Одночасно реєструвалися витрати повітря за допомогою витратоміра.

Обробка результатів експерименту проводилася за наступною методикою. Середня швидкість повітря в рукоятці розраховувалася за формулою

$$V_p = \sqrt{(2h_p \rho_p g) / \rho_{пов}}, \quad (16)$$

де h_p – висота водяного стовпа в манометричній трубці, м; ρ_p – густина води, $\rho_p = 1000$ кг/м³; $\rho_{пов}$ – густина повітря, $\rho_{пов} = 1,2$ кг/м³.

Швидкість повітря у всмоктувальній щілині насадка розраховувалася на підставі закону про нерозривність повітряного потоку за формулою

$$V'_{щ} = (V_p S_p) / S_{щ}, \quad (17)$$

де S_p – площа перетину рукоятки, м².

Далі порівнювалися значення $V'_{щ}$, визначеним за швидкісним напором в рукоятці за формулою (17) зі значенням $V_{щ}$, визначеним за допомогою показників витратоміра за формулою (15). Якщо відомі витрати повітря Q і його швидкість $V'_{щ}$, то коефіцієнт місцевого опору входу повітря в насадок розраховувався за формулою

$$\zeta = \left[\frac{2h'_{щ} \rho_p g}{\rho_{пов}} \right] \cdot \left[\frac{S'_{щ}}{S_{щ} V'_{щ}} \right]^2 - 1, \quad (18)$$

де $h'_{щ}$ – розрідження в перерізі корпусу насадка, м; $S'_{щ}$ – площа перерізу корпусу насадка, м².

Якщо припустити, що коефіцієнт витрат повітря $\mu(Y)$ в довільному перетині корпусу насадка

$$\mu(Y) = 1 / \sqrt{1 + \zeta} \quad (19)$$

не буде змінюватися внаслідок малої довжини насадка, то відносне значення швидкостей $\bar{V}(Y) = V(Y) / \bar{V}_{щ}$ через статичне розрідження $h(Y)$ буде визначатися із закономірності

$$\bar{V}(Y) = S_{щ} / S(Y) \cdot \sqrt{h'_{щ} / h(Y)}. \quad (20)$$

З іншого боку, теж саме значення швидкості $\bar{V}(Y)$ можна визначити з відношення перетинів

$$\bar{V}(Y) = S_{щ} / S(Y). \quad (21)$$

В табл. 1 наведено остаточні розрахунки параметрів $\zeta, V_{щ}, V'_{щ}, S(Y)$, а також $\bar{V}(Y)$, розрахованих за формулами (20) і (21), відповідно, для різних швидкостей $V_{щ}$ у всмоктувальній щілині насадка.

Таблиця 1

Результати аеродинамічних випробувань насадка

Швидкість повітря у всмоктувальній щілині насадка, м/с ($S_{щ} = 1,175 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$)			$V_{щ}$ (за даними витратоміра), м/с								
			17,34±0,72		20,62±0,81		22,37±0,67				
Коефіцієнт місцевого опору входу повітря в насадку, ζ			$V'_{щ}$ (за швидкісним напором в рукоятці), м/с								
			17,16±0,84		20,23±0,73		22,16±0,95				
$Y \cdot 10^3$, м			3,48±0,46			4,48±0,28			4,37±0,19		
			$S(Y) \cdot 10^3$, м ²	$S_{щ}/S(Y)$	$h(Y) \cdot 10^3$, м	$\bar{V}(Y)$ (20)	$h(Y) \cdot 10^3$, м	$\bar{V}(Y)$ (20)	$h(Y) \cdot 10^3$, м	$\bar{V}(Y)$ (20)	
0	1,44	0,82	30	0,72	47	0,75	58	0,73			
32	1,36	0,86	26	0,72	44	0,72	53	0,71			
64	1,53	0,77	25	0,67	37	0,72	46	0,70			
99	1,59	0,74	25	0,65	41	0,66	51	0,65			
124	1,28	0,92	20	0,75	34	0,75	40	0,75			

Аналіз результатів аеродинамічних випробувань насадка дозволяє встановити наступне. Коефіцієнт ζ місцевого опору входу повітря крізь всмоктувальну щілину насадка змінюється у межах $\zeta \in (3,02-4,56)$. Для інженерних розрахунків мереж пилоприбиральних установок можна рекомендувати значення $\zeta \approx 5$ для забезпечення більш ефективної роботи пилоприбирального насадка.

Припущення про те, що коефіцієнт витрат повітря $\mu(Y)$ в довільному перетині корпусу насадка (див. формулу 19) буде постійним не підтвердилось.

Доказом цього є незбіг значень відносної швидкості $\bar{V}(Y)$, розрахованої за формулою (20), зі значеннями $S_{щ}/S(Y)$ (табл. 1).

Змінність значень коефіцієнта $\mu(Y)$ пояснюється тим, що у напрямку руху повітря крізь порожнину насадка площі перетинів збільшувалися від значення $S_{щ} = 1,175 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ до максимуму $S(0,099) = 1,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, а потім знов зменшувалися до значення $S(0,124) = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Крім непостійних площ перетинів у дослідницькому зразку насадка, опір руху повітря в його порожнині чинять сили тертя об стінки корпусу, які під час досліджень не враховувалися.

Уточнюємо конструктивні параметри насадка, скориставшись формулами (2) і (3). При заданій довжині всмоктувальної щілини $L_{щ} = 240 \text{ мм}$ і розміру патрубку $38 \times 38 \text{ мм}$ уточнюємо ширину щілини $b_{щ}$, скориставшись формулою (3)

$$b_{щ} = \frac{38 \cdot 38}{240} \approx 6 \text{ мм.}$$

Радіус твірної бокової поверхні корпусу R визначаємо, згідно рекомендацій Курникова А.А. [5,6] за формулою (2)

$$R = 0,65 (240 - 38) = 131 \text{ мм}$$

Висоту корпусу насадка H_n визначаємо за формулою (7)

$$H_n = 0,632 \cdot (240 - 38) = 128 \text{ мм}$$

Площа всмоктувальної щілини насадка буде складати $S_{щ} = 240 \times 6 = 1440 \text{ мм}^2$ і вона буде дорівнювати площі перерізу патрубку $S_n = 38 \times 38 = 1444 \text{ мм}^2$.

Розрахунки перерізів $S(Y)$, виконані за формулами (10) - (12) для $a = 1$ наведено в табл. 2.

Аналіз результатів теоретичних розрахунків $S_{щ}/S_{щ}(Y)$ вказує на те, що як би дослідницький насадок був виготовлений згідно рекомендованим параметрам, мм: $b_{щ}=6$; $L_{щ} = 240$; $R=131$; $H_n=128$; (замість $b_{щ}=4,9$; $L_{щ}=240$; $R=133$; $H_n=129$), то в такому насадку умова ізокінетичності руху повітря не відповідала на 13% для перетину на відстані 99 мм.

В дослідницькій моделі насадка умова ізокінетичності руху повітря не відповідала на 26%, тобто повітряний потік в корпусі насадка уповільнюється в 1,4 рази порівняно із швидкістю повітря у всмоктувальній щілині (при $Y=99 \text{ мм}$).

Таблиця 2

Розрахункові значення площ $S_{щ}(Y)$ поперечних перерізів корпусу насадка, виконаних по формі прямокутника

Y, мм	Значення параметрів			$S_{щ}/S_{щ}(Y)$ (рекомендоване)	$S_{щ}/S_{щ}(Y)$ (дослідницьке)
	$L_{щ}(Y)$, мм	$b_{щ}(Y)$, мм	$S_{щ}(Y)$, мм ²		
0	38	38	1444	1	0,82
32	46	30	1380	1	0,86
64	71	22	1562	0,92	0,77
99	128	13	1664	0,87	0,74
124	216	7	1512	0,95	0,92
128	240	6	1440	1	-

Оскільки дослідження підтвердили правильність аналітичної моделі рекомендованих параметрів насадка, то під час його проектування в табл. 3 наведені данні розрахунків відносних площ $\bar{S}(Y)$ порожнини насадка в залежності від діаметра патрубку d_n і відповідних розмірів довжини щілини $L_{щ}$ і ширини щілини $b_{щ}$

$$\bar{S}(Y) = S_{щ}(Y)/S_{щ}, \quad (22)$$

для відносних висот

$$\bar{Y} = Y/H_n. \quad (23)$$

Аналіз результатів розрахунку показує наступне. Якщо при переході від круглого перерізу патрубку до всмоктувальної щілини перерізу корпусу насадка виконувати прямокутної форми, то на відстані від патрубка, для $\bar{Y} = 0,2-0,6$ площі перерізів збільшуються. При цьому, збільшення площі перерізу у порівнянні з площею всмоктувальної щілини може сягати 38 %. Відповідно, при такій формі порожнини насадка умова ізокінетичності дотримуватися не буде.

Розрахунок площ перерізів порожнини насадка
(в чисельнику - для прямокутної форми, в знаменнику - для еліпсоподібної форми)

d_n , мм	$b_{щ}$, мм	$L_{щ}$, мм	$H_{щ}$, мм	$S_{щ}$, мм ²	\bar{Y}					
					0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
					$\bar{S}(Y)$					
32	5	160,70	81,38	803,85	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,16}{0,91}$	$\frac{1,18}{0,92}$	$\frac{1,24}{0,98}$	$\frac{1,21}{0,94}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,08}{0,84}$	$\frac{1,06}{0,83}$	$\frac{1,03}{0,81}$	$\frac{1,0}{-}$
32	8	100,42	43,28	803,84	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,08}{0,84}$	$\frac{1,06}{0,83}$	$\frac{1,03}{0,81}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,18}{0,93}$	$\frac{1,23}{0,96}$	$\frac{1,31}{1,03}$	$\frac{1,29}{1,01}$	$\frac{1,0}{-}$
36	5	203,5	105,9	1017	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,11}{0,87}$	$\frac{1,11}{0,87}$	$\frac{1,09}{0,86}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,19}{0,93}$	$\frac{1,27}{0,99}$	$\frac{1,38}{1,08}$	$\frac{1,35}{1,05}$	$\frac{1,0}{-}$
36	8	127,2	57,6	1017	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,15}{0,90}$	$\frac{1,13}{0,89}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,10}{0,86}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,19}{0,93}$	$\frac{1,27}{0,99}$	$\frac{1,38}{1,08}$	$\frac{1,35}{1,05}$	$\frac{1,0}{-}$
40	5	251,2	133,5	1256	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,15}{0,90}$	$\frac{1,13}{0,89}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,10}{0,86}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,19}{0,93}$	$\frac{1,27}{0,99}$	$\frac{1,38}{1,08}$	$\frac{1,35}{1,05}$	$\frac{1,0}{-}$
40	8	157,0	73,9	1256	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,15}{0,90}$	$\frac{1,13}{0,89}$	$\frac{1,14}{0,89}$	$\frac{1,10}{0,86}$	$\frac{1,0}{-}$
					$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{1,19}{0,93}$	$\frac{1,27}{0,99}$	$\frac{1,38}{1,08}$	$\frac{1,35}{1,05}$	$\frac{1,0}{-}$

Перехід від круглої форми патрубку діаметром d_n до прямокутної щілини, виконаний по еліпсоподібним перерізам з більшою піввіссю $L_{щ}(Y)$ і малою піввіссю $b_{щ}(Y)$, буде давати дещо занижені значення площ у порівнянні з площею всмоктувальної щілини. Тому найбільш відповідною формою перерізу порожнини корпусу насадка є форма овалу. В цьому випадку значення площ перерізів будуть дуже близькими до значень площі всмоктувальної щілини та площі перерізу патрубка, і в насадку буде дотримуватися умова ізокінетичності для повітряного потоку.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Отже, зменшення довжини всмоктувальної щілини повинно відбуватися за рахунок звуження порожнини корпусу, обмеженої вертикальними поверхнями, виконаними по дугах двох кіл, а ширину всмоктувальної щілини необхідно збільшувати до діаметра патрубка між клиновидними вертикальними поверхнями, що розширюються.

Аналітичне дослідження довільних площ перетинів $S(Y)$ порожнини насадка та експериментальні виміри швидкостей повітряних потоків у цих перетинах показали, що для досягнення в ньому принципу ізокінетичності необхідно, щоб перехід від всмоктувальної щілини до вихідного патрубка здійснювався за овальним сполученням горизонтальних і вертикальних поверхонь, виконаних вказаним способом.

Список літератури

1. Баулина Е.Г. Исследование пылесосных насадков//Научные работы Академии коммунального хозяйства им. К.Д. Памфилова. Механизация работ по благоустройству городов. - М.: 1960. - С. 134-154.
2. Сабельников М.В. Смыловсасывающий насадок//Промышленная вентиляция и большая химия. Материалы семинара МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского. - М.: 1965. - С. 23-30.
3. Пашунов И.С. Исследование водопылесосных насадков//Вакуумная пылеуборка: Материалы семинара. - М.:МДНТП им. Ф.Э.Дзержинского, 1972. - С. 105-113.
4. Грачев Ю.Г. Исследование процесса уноса пыли с поверхности применительно к пылесосным насадкам вакуумных систем пылеуборки: Автореф. дис. к-та техн.наук: 05.23.03/Уральский политех.ин-т им. С.М.Кирова. - Свердловск, 1974. - 20 с.
5. Курников А.А. Пневматическая пылеуборка цехов машиностроительных заводов./ Курников А.А., Курников В.А. - М.: Машиностроение, 1983. - 152 с.
6. Курников А.А. Вакуумный способ удаления пыли из помещений щебеночных заводов./ Курников А.А., Терентьев И.В. - М.: «Транспорт», 1969. С.14-15.
7. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкостей./Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. - М.: Стройиздат, 1975.- 323 с.
8. А. с. 1489715 СССР, А 47 L 9/02. Пылеуборочный насадок / В.А.Минко, С.А. Трищенко, В.Г. Чертов (СССР). - № 4246486/31-12. ; заявлено 19.05.87 ; опубл. 30.06.89.
9. А. с. 1646539 СССР, А 47 L 9/02. Насадок для уборки криволинейных поверхностей / В.А. Зайцев, С.А. Трищенко (СССР). - № 4688131/12 ; заявлено 05.05.89 ; опубл. 07.05.91, Бюл. № 17.
10. А. с. 1220632 СССР, А 47 L 9/02. Насадок к пылесосу / Т.Ф. Чернов (СССР). - №3790301/28-12 ; заявлено 17.09.84 ; опубл. 30.03.86, Бюл. №12.
11. А. с. 1546079 СССР, А 47 L 9/02. Пылеуборочный насадок / В.А.Минко, С.А.Трищенко, В.Г.Чертов (СССР). - №4428602/31-12 ; заявлено 24.05.88 ; опубл. 28.02.90, Бюл. №8.

Рукопис подано до редакції 27.03.15