

УДК 614.841.612

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ПАРАМЕТРІВ ДИМОСОСА В УМОВАХ САМОСТІЙНОЇ ТА СПІЛЬНОЇ РОБОТИ З ІНШИМИ ПРИСТРОЯМИ НА ОСНОВІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

А.І. Кодрик*, канд. техн. наук, О.М. Тітенко канд. техн. наук, В.В. Присяжнюк, С.В. Семичаєвський

Український науково-дослідний інститут цивільного захисту, Україна

ІНФОРМАЦІЯ ПРО СТАТТЮ

Надійшла до редакції: 13.11.18

Пройшла рецензування: 11.12.18

КЛЮЧОВІ СЛОВА:

димосос, лопать, об'ємна витрата повітряної суміші, піногенеруюча установка, середньостатистичний повітряний тракт, тонкорозпилена вода.

АНОТАЦІЯ

Створена математична модель димососа, що призначений для оперативного використання при пожежах для ліквідації задимленості та зниження температури у приміщеннях. Визначені основні характеристики та параметри, необхідні для проектування, або модернізації існуючих осьових вентиляторів та вибору їх для трьох умов експлуатації: самостійна робота, сумісна робота з подачею тонко розпиленої води, сумісна робота з піногенеруючою установкою. Наведені діаграми знаходження робочих точок, необхідних для оцінювання основних характеристик та параметрів димососів.

Одним із засобів спеціального обладнання, що використовується під час рятувальних робіт та гасіння пожеж в умовах сильного задимлення, є димососи, що при певних умовах значно полегшують дії особового складу оперативно-рятувальних підрозділів, а в деяких випадках є єдиним засобом для початку рятувальних робіт. Такий вид обладнання поширюється та постійно вдосконалюється в усьому світі [1]. За основу конструкції димососа взято осьовий вентилятор, теорії та практиці якого присвячено багато наукових праць вітчизняних та зарубіжних авторів [2-4].

Але, маючи свою галузь застосування, димососи мають певні конструктивні особливості по відношенню до звичайних вентиляторів. Ці особливості визначаються умовами функціонування та різним призначенням, а саме: самостійна робота, сумісна робота з подачею тонкорозпиленої води, сумісна робота з піногенеруючою установкою. В науково-технічній літературі розрахунки вентиляторів з урахуванням таких особливостей не мають достатнього висвітлення.

Ціллю статті є створення математичної моделі, що визначає геометричні характеристики вентилятора та силові характеристики приводу (потужність, частота обертання) для забезпечення оптимальних режимів роботи димососу, що задаються у вигляді початкових даних (продуктивність, л/год, аеродинамічний супротив повітряного тракту, Па тощо) при розрахунках для: самостійної роботи, сумісної роботи з подачею тонкорозпиленої води, сумісної роботи з піногенеруючою установкою.

На основі існуючого досвіду використання

димососів в умовах ліквідації аварійної ситуації для орієнтовних значень; опору повітряного тракту – 80 Па та величини потоку 12000 м³/год, обираємо тип насосу – осьовий вентилятор, схема якого з позначенням розмірів, що необхідні для розробки математичної моделі, зображена на Рис. 1.

Розробка загальної математичної моделі димососу

Конструктивна схема осьового вентилятора приведена на Рисунок 1.

Прийняті допущення та спрощення (на основі методик, викладених у [2]):

- спрощена схема не передбачає наявність направляючого апарату, що відповідає прийнятим початковим умовам при проектуванні

- нехтування відцентровими силами;

- вважається, що потік у робочій порожнині насосу вісесиметричний;

- вважається, що термодинамічний процес, що має місце у порожнині насосу, є ізотермічним (як наслідок невеликих значень змін тиску, характерних для осьового вентилятора);

- кут нахилу хорди лопаті до площини обертання лопатного робочого колеса змінюється по закону [3]:

$$r \cdot \operatorname{tg}(\beta_m) = \operatorname{const}, \quad (1)$$

де r – радіус у місці перетину решітки лопатей (див. Рис. 1),

β_m - кут нахилу хорди лопаті.

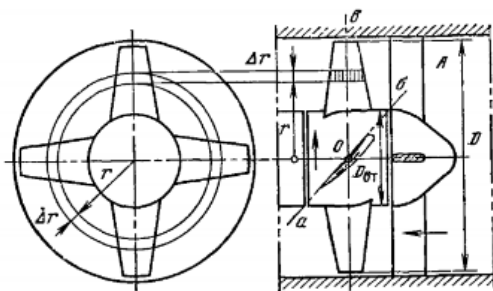


Рисунок 1 - Схема осевого вентилятора

Сумісний план швидкостей та сил, що діють на лопать робочого колеса вентилятора показано на Рис. 2. Побудувавши плани швидкостей на вході та на виході (Рис. 3), введемо основні кінематичні параметри потоку, що проходить крізь решітку.

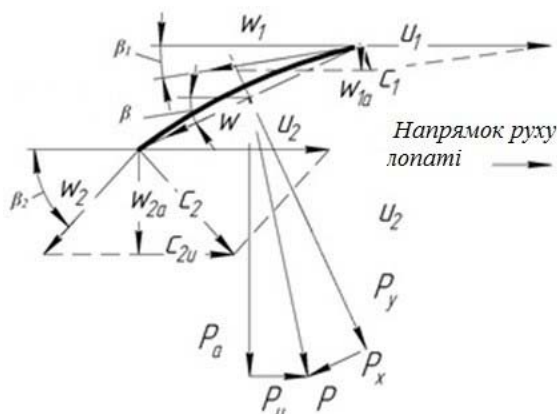


Рисунок 2 - Сумісний план швидкостей та сил, що діють на лопать

Переносна швидкість:

- осьова компонента: на вході u_{1a} та на виході: u_{2a} .
- радіальна компонента: на вході u_{1u} та на виході: u_{2u} .
- середня переносна швидкість:

$$\text{осьова: } \vec{u}_a = \frac{1}{2} \cdot (\vec{u}_{1a} + \vec{u}_{2a}),$$

$$\text{радіальна: } \vec{u} = \frac{1}{2} \cdot (\vec{u}_{1u} + \vec{u}_{2u})$$

Відносна швидкість:

- осьова компонента: на вході c_{1a} та на виході: c_{2a} .
- радіальна компонента: на вході c_{1u} та на виході: c_{2u} .
- середня відносна швидкість:

$$\text{осьова: } \vec{c}_a = \frac{1}{2} \cdot (\vec{c}_{1a} + \vec{c}_{2a}),$$

$$\text{радіальна: } \vec{c}_u = \frac{1}{2} \cdot (\vec{c}_{1u} + \vec{c}_{2u})$$

Абсолютна швидкість:

- осьова компонента: на вході w_{1a} та на виході: w_{2a} .
- радіальна компонента: на вході w_{1u} та на виході: w_{2u} .
- середня абсолютна швидкість

$$\text{осьова: } \vec{w}_a = \frac{1}{2} \cdot (\vec{w}_{1a} + \vec{w}_{2a}),$$

$$\text{радіальна: } \vec{w}_u = \frac{1}{2} \cdot (\vec{w}_{1u} + \vec{w}_{2u})$$

Кути: входу, виходу та середній (між віссю решітки та відносними швидкостями на вході та на виході), відповідно: β_1, β_2 ,

$$\beta = \frac{1}{2} \cdot (\beta_1 + \beta_2).$$

Підйомна сила та сила лобового опору профілю решітки, відповідно: P_y, P_x . Осьова, радіальна та повна сила, що діє на решітку, відповідно: P_a, P_u, P .

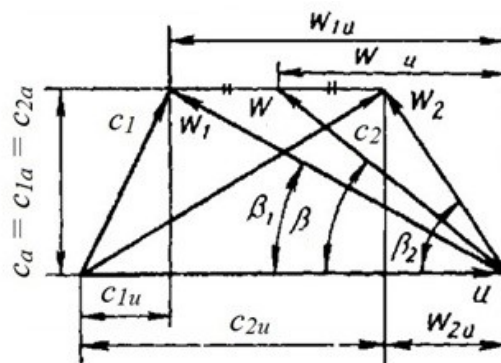


Рис. 3 - План швидкостей решітки робочого колеса

Згідно Рис. 3 та фізичному сенсу переносної швидкості

$$u_{1a} = 0; u_{2a} = 0; u = u_1 = u_2 \quad (2)$$

Нехтуючи зміною густини речовини потоку, закручувальна дія потоку:

$$c_{ta} = w_{ta}; w_u = u - c_{tu} \quad (3)$$

Використовуючи відомий в аеродинаміці спосіб розрахунку сил, що діють на ізольовану лопать для розрахунку решітки профілів [4] можна записати для диференціалів dP_y і dP_x підйомної та лобової сили взаємодії потоку та профілю решітки:

$$dP_y = c_y \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{w^2}{2} \cdot dr; dP_x = c_x \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{w^2}{2} \cdot dr \quad (4)$$

де: c_y , c_x – коефіцієнти підйомної сили та лобового аеродинамічного опору.

Коефіцієнт c_y визначається для кожної конкретної решітки досить складно, цей процес має велику трудомісткість, тому прийнято за доцільне без відчутного впливу та точність

кінцевих результатів розрахунку, використати табличні дані [2, 4] близьких до геометрії лопатей профілів та отримати розрахункову формулу методом лінійного регресійного аналізу, що має вигляд наступної апроксимуючої функції:

$$c_y(h, \beta) = \left(0.8 + \frac{1.05 - 0.8}{5^\circ} \cdot 2 \cdot \arctg(2 \cdot h) \right) \cdot \sin \left[\frac{\beta + 2 \cdot \arctg(2 \cdot h)}{\frac{1}{5} + \frac{4 \cdot \arctg(2 \cdot h)}{\pi}} \right] \quad (5)$$

де: h – стрілка профілю лопаті,
 β – кут атаки профілю

Графічна ілюстрація цієї формули наведена на Рис. 4.

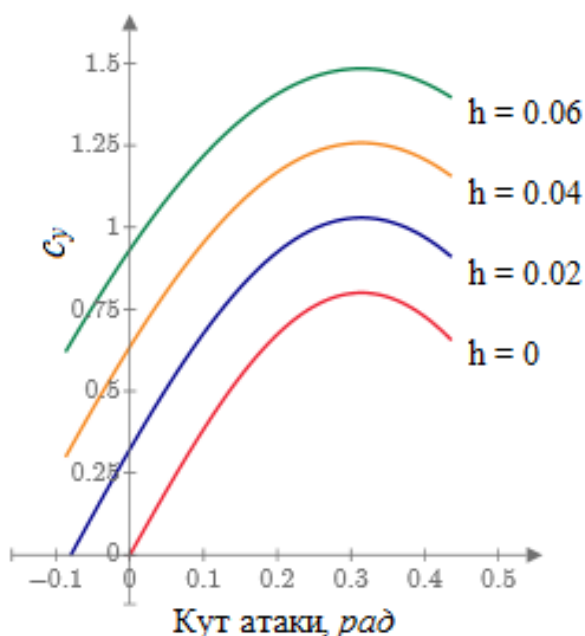


Рисунок 4 - Залежність коефіцієнту підйомної сили від кута атаки при різних значеннях стрілки профілю

Знаходимо переносну швидкість, що дорівнює лінійній швидкості у середній точці лопаті (по її довжині):

$$u = \pi \cdot D_o \cdot \frac{1 + v_h}{2} \cdot n \quad (6)$$

$$P_y(h, \beta) = n_b \cdot c_y(h, \beta) \cdot \rho \cdot \frac{w_a^2 + w_u^2}{2} \cdot b \cdot \frac{D_o \cdot (1 - v_h)}{2}, \quad (9)$$

де: $c_y(h, \beta)$ - величина коефіцієнту підйомної сили згідно з формулою (5).

де: D_o - зовнішній діаметр робочого колеса вентилятора, м;

$$v_h = \frac{d}{D_o} - \text{відносний діаметр втулки, де } d -$$

діаметр втулки, на якій встановлені лопаті,
 n - частота обертання робочого колеса вентилятора, об/с.

Напишемо формулу радіальної складової абсолютної швидкості:

$$w_u = u - c_u \quad (7)$$

де: c_u – радіальна складова відносної швидкості, м/с. Формула сили лобового аеродинамічного опору, що у нашому випадку діє на всю решітку робочого колеса, виглядає:

$$P_x = n_b \cdot c_x \cdot \rho \cdot \frac{w_a^2 + w_u^2}{2} \cdot b \cdot \frac{D_o \cdot (1 - v_h)}{2} \quad (8)$$

де: n_b – кількість лопатей робочого колеса,
 $c_x = 0,02$ коефіцієнт лобового аеродинамічного опору згідно даних [3],

b – ширина лопаті, м,

ρ - густина повітря, чи, в загальному випадку, повітряної суміші, кг/м³

Формула підйомної сили, що у нашому випадку діє на всю решітку робочого колеса, виглядає:

Напишемо формулу для теоретичного тиску на лопаті робочого колеса:

$$\Delta p_t = \frac{\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}{\frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot (1 - v_h^2)}, \text{ Па} \quad (10)$$

Напишемо формулу для дійсного динамічного тиску на лопаті робочого колеса згідно методики [3]:

$$\Delta p = \Delta p_t \cdot \frac{1 - \mu \cdot \text{ctg}(\beta)}{1 + \mu \cdot \text{ctg}(\beta)}, \text{ Па} \quad (11)$$

де: μ – обернена якість профілю лопатей, приймається рівною 0,02 згідно з рекомендаціями [3],

β - кут атаки лопатей робочого колеса. Виходячи з закону збереження кількості руху в осьовому напрямку, напишемо формулу для осьової швидкості потоку, якщо на потік діє статичний тиск « p » у протилежному напрямку до швидкості потоку, що характеризує аеродинамічний опір приміщення, з якого викачується дим, з урахуванням коефіцієнта аеродинамічного опору решіток безпеки, що оточують робоче колесо:

$$w_a = \sqrt{\frac{\Delta p - p}{\rho \cdot \left(1 + \frac{\xi}{2}\right)}}, \text{ м/с} \quad (12)$$

де: Δp - дійсний динамічний тиск, що діє на потік з боку лопатей, Па,

p - статичний тиск, що характеризує аеродинамічний опір приміщення, з якого викачується дим, Па,

ρ - густина повітря, чи, в загальному випадку, повітряної суміші, кг/м³,

ξ - коефіцієнт аеродинамічного опору решіток безпеки, що оточують робоче колесо, бприйнятий шляхом лінійної інтерполяції табличних даних [6] рівним 0,02.

Виходячи з закону збереження кількості руху в радіальному напрямку потоку, напишемо формулу для радіальної швидкості потоку:

$$c_u = \frac{P_x \cdot \cos(\beta)}{n_b \cdot b \cdot D_0 \cdot \frac{1 - v_h}{2} \cdot \rho \cdot w_a}, \text{ м/с} \quad (13)$$

Використовуючи рівняння (6)...(13) для формування загальної системи рівнянь восьмого порядку, наводимо рішення цієї системи у вигляді функціональної залежності між статичним тиском аеродинамічного опору приміщення від параметрів вентилятора:

$$p(Q, \beta) = \frac{\rho \cdot n_b \cdot c_x \cdot b \cdot (1 - v_h) \left(w_a^2 + \left(\frac{(u - c_x \cdot w_a)}{2} \cdot \left(1 + \left(\frac{\sqrt{\frac{2 \cdot u \cdot c_x - c_x^2 + 1}{w_a^2} - 1}}{c_x^2} \right)^2 \right) \right)^2 \right)}{\frac{\pi \cdot D_0 \cdot (1 - v_h^2) \cdot (1 + \mu \cdot \text{arctg}(\beta))}{\sqrt{1 + \left(\frac{c_y(h, \beta)}{c_x} \right)^2} \cdot (1 - \mu \cdot \text{arctg}(\beta))}} \quad (14)$$

де комплекс $w_a = \frac{Q}{\pi \cdot D_0 \cdot \left[\frac{D_0}{4} \cdot (1 - v_h^2) - h \right]}$

Потужність двигуна складається з трьох частин: потужність, що йде на пропульсивну (осьову) силу, на потужність сили лобового

аеродинамічного опору лопатей та на потужність сил тертя при кільцевому русі повітря (повітряної суміші) у робочій камері:

$$N = \frac{(\Delta p + p) \cdot Q + P_x \cdot u + \xi_1 \cdot \rho \cdot \frac{u^3}{2} \cdot D_0 \cdot (1 + v_h) \cdot b \cdot \sin(\beta)}{\eta_m}, \text{ Вт} \quad (15)$$

де: ξ_1 – коефіцієнт втрат тиску від тертя повітря (повітряної суміші) при кільцевому русі у робочій камері, прийнятий рівним 0,002, згідно [5]

η_m – повний к. к. д. насоса прийнятий рівним 75%, згідно даних [3]

Використовуючи формулу (8):

$$P_x(Q, \beta) = \frac{n_b \cdot c_x \cdot \rho \cdot b \cdot D_o \cdot (1 - v_h)}{4} \cdot \left(w_a^2 + \frac{w_a^2 \cdot \left(\sqrt{2 \cdot \frac{u}{w_a} \cdot c_x - c_x^2 + 1 - 1} \right)^2}{c_x^2} \right), \text{ Па} \quad (16)$$

де: w_a – комплекс з формули (14)

Також використовуючи формулу (11), отримаємо кінцеву формулу для загальної потужності привода:

$$N(Q, \beta) = \left(\frac{\left(P_x(Q, \beta) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{c_y(h, \beta)}{c_x} \right)^2} \right)}{\frac{\pi \cdot D_o^2 \cdot (1 - v_h)^2}{4}} \cdot \frac{1 - \mu \cdot \arctg(\beta)}{1 + \mu \cdot \arctg(\beta)} + fp(Q, \beta) \right) \cdot Q + P_x(Q, \beta) \cdot u / \eta_m, \text{ Вт} \quad (17)$$

Використання розробленої математичної моделі для визначення характеристик в умовах самостійної роботи димососа

Для розрахунку основних характеристик димососу слід використовувати формули (16) та (17). Для наближеного обчислення слід використовувати діаграму, див. Рисунок 5. Залежність тиск – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (16): крива 1 – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2 – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3 – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4 – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5 – кут нахилу лопаті $\beta=12,5^\circ$. Залежність потужність – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (17): крива 1' – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2' – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3' – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4' – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5' – кут нахилу лопаті $\beta=12,5^\circ$. Крива 6 – крива тиск – потік повітря (повітряної суміші) характеризує аеродинамічну характеристику приміщення (гіпотетична, залежить від об'єму, конфігурації). Точки перетину кривих тиск – продуктивність з кривою 6, (аеродинамічною характеристикою приміщення) є робочими точками, що відображають усталений тиск та

відповідний йому потік повітря (повітряної суміші).

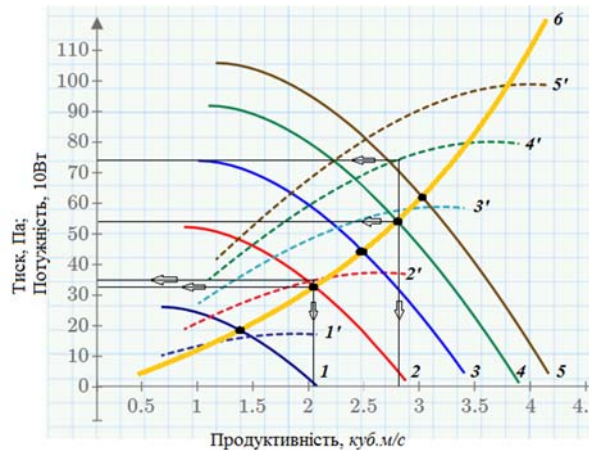


Рисунок 5 – Діаграма для розрахунку димососа в умовах самостійної роботи

Використання розробленої математичної моделі для визначення характеристик в умовах сумісної роботи з подачею тонкорозпиленої води

Формули математичної моделі (14), (16) та (17) зазнають зміни величини густини повітря ρ на $\rho_{mix\ w}$, що тепер буде визначатися за такою формулою:

$$\rho_{mix_w} = \frac{\rho_w + k_w \cdot \rho_{air}}{1 + k_w}, \text{ кг/м}^3 \quad (18)$$

де: $\rho_w = 1000$ – густина води, кг/м^3
 ρ_{air} – густина повітря, кг/м^3
 k_w – об’ємний коефіцієнт (відношення об’єму повітря до об’єму води).

Для розрахунку основних характеристик димососу, слід використовувати формули (16), (17) та (18). Для наближеного обчислення слід використовувати діаграму, див. Рисунок 6

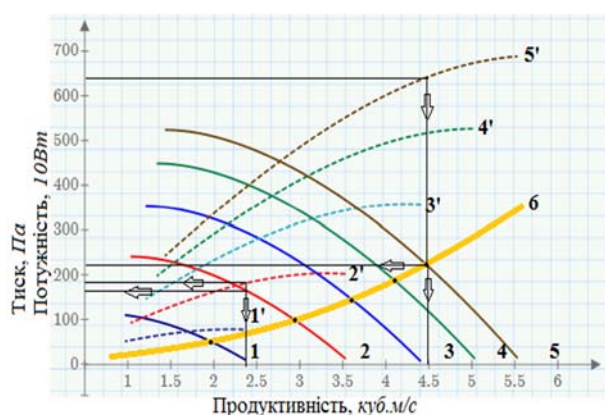


Рисунок 6 - Діаграма для розрахунку димососа в умовах сумісної роботи з подачею тонкорозпиленої води

Залежність тиск – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (16): крива 1 – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2 – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3 – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4 – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5 – кут нахилу лопаті $\beta=12,5^\circ$. Залежність потужність – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (17): крива 1' – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2' – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3' – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4' – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5' – кут нахилу лопаті $\beta=12,5^\circ$. Крива 6 – крива тиск – потік повітря (повітряної суміші) характеризує аеродинамічну характеристику приміщення (гіпотетична, залежить від об’єму, конфігурації). Точки перетину кривих тиск – продуктивність з кривою 6 (аеродинамічною характеристикою приміщення) є робочими точками, що відображають усталений тиск та відповідний йому потік повітря (повітряної суміші).

Використання розробленої математичної моделі для визначення характеристик в умовах сумісної роботи з піногенеруючою установкою

Формули математичної моделі (14), (16) та (17) зазнають зміни величини густини повітря ρ на ρ_{mix} , що у даному випадку визначається за такою формулою:

$$\rho_{mix} = \frac{\frac{\rho_w + k_m \cdot \rho_{air}}{1 + k_m} + k_f \cdot \rho_{air}}{1 + k_f}, \text{ кг/м}^3 \quad (19)$$

де: $\rho_w = 1000$ – густина води, кг/м^3
 $\rho_{air} = 1,205$ – густина повітря, кг/м^3
 k_m – кратність піни,
 k_f – об’ємний коефіцієнт використання піни (відношення об’єму повітря до об’єму піни).

Для розрахунку основних характеристик димососу слід використовувати формули (16)...(18). Для наближеного обчислення слід використовувати діаграму, див. Рисунок 7, Рисунок 5. Залежність тиск – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (16): крива 1 – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2 – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3 – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4 – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5 – кут нахилу лопаті $\beta=12,5^\circ$. Залежність потужність – продуктивність зображено кривими, що відповідають формулі (17): крива 1' – кут нахилу лопаті $\beta=2,5^\circ$; крива 2' – кут нахилу лопаті $\beta=5^\circ$; крива 3' – кут нахилу лопаті $\beta=7,5^\circ$; крива 4' – кут нахилу лопаті $\beta=10^\circ$; крива 5' – кут нахилу лопаті

$\beta=12,5^\circ$. Крива 6 – крива тиск – потік повітря (повітряної суміші) характеризує аеродинамічну характеристику приміщення (гіпотетична, залежить від об’єму, конфігурації). Точки перетину кривих тиск – продуктивність з кривою 6 (аеродинамічною характеристикою приміщення) є робочими точками, що відображають усталений тиск та відповідний йому потік повітря (повітряної суміші).

Особливості використання димососу при сумісній роботі з подачею тонкорозпиленої води, або піни

Розроблена математична модель показує пропорційну залежність потужності двигуна приводу обертання димососу від вмісту водяної компоненти. На Рисунок 8 проілюстрована

залежність потрібної потужності двигуна від густини повітряної суміші для випадків: крива 1 кут нахилу лопаті $\beta = 2^\circ$, крива 2 кут нахилу лопаті $\beta = 3^\circ$, крива 3 кут нахилу лопаті $\beta = 4^\circ$, крива 4 кут нахилу лопаті $\beta = 5^\circ$.

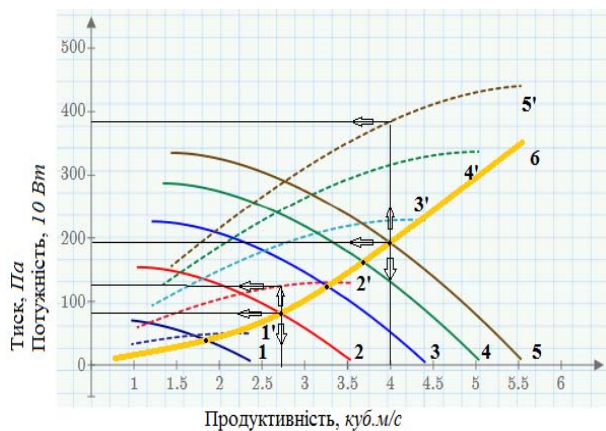


Рисунок 7 - Діаграма для розрахунку димососу в умовах сумісної роботи з піногенеруючою установкою

Висновки:

1. Розроблена математична модель димососу для випадку:
 - самостійної роботи;
 - сумісної роботи з подачею тонкорозпиленої води;
 - сумісної роботи з піногенеруючою установкою.
2. В якості прикладу користування математичною моделлю димососу наведені діаграми для вибору режиму роботи димососу в

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Tuomisaari M. Smoke ventilation in operational fire fighting/ M. Tuomisaari. VTT Building Technology. Technical Research Center of Finland. ESPOO 1997.
2. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчёт, конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малошенко. М.: «Машиностроение» 1977.

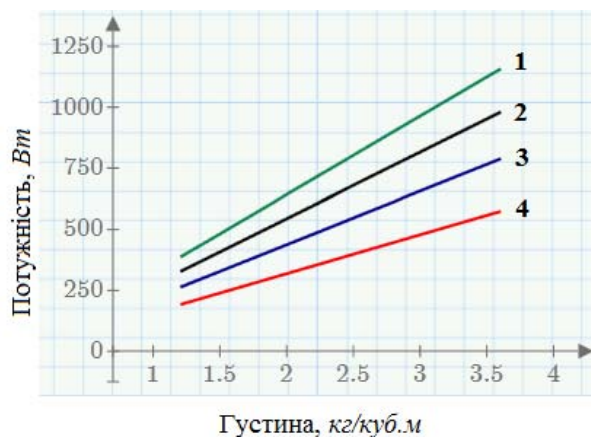


Рисунок 8 - Залежність потрібної потужності двигуна від густини повітряної суміші

У випадку вибору димососу із існуючих моделей, необхідно керуватися порівнянням початкових даних та фактичних розмірів та характеристик існуючих зразків осьових вентиляторів.

залежності від кута нахилу лопатей в умовах самостійної та сумісної його роботи.

3. На основі розробленої математичної моделі димососу описані особливості використання димососу в умовах самостійної та сумісної його роботи.

3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры/ В.М. Черкасский, М.: «Энергоатомиздат», 1984.
4. Бак О. Проектирование и расчёт вентиляторов. / Пер. с нем., М.; «Госгортехиздат», 1961.
5. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика./ Г.Н. Абрамович, М «Наука» .1960.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. М., «Машиностроение», 1975.

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS AND SMOKE EXHAUSTERS PARAMETERS IN CONDITIONS OF INDEPENDENT AND JOINT WORK WITH OTHER DEVICES BASED ON MATHEMATICAL MODEL

A. Kodryk, Cand. of Sc. (Eng.), O. Titenko, Cand. of Sc. (Eng.),

V. Prisiazhniuk, S. Semychaievskiy

The Ukrainian Civil Protection Research Institute, Ukraine

KEYWORDS

smoke exhaust system, blade, volumetric air mixture flow rate, foam generating installation, average airway, finely divided water.

ANNOTATION

The principle of construction and examples of implementation of the developed mathematical model of the smoke exhaust system designed for operational use in case of fire for the elimination of gas pollution and lowering the temperature in the premises. Estimated target features of the installation are based on existing experience, namely: expected aerodynamic airway resistance: 80 Pa and volumetric air mixture flow rate of 3.3 m³/s. The specified characteristics and parameters necessary for the design, or modernization of existing axial fans, and their choice for three operating modes: independent work, joint work with the supply of finely divided water, joint work with the foam generating plant. Simplifications were used in the development of a mathematical model: scheme of the design of the axial fan, which does not involve the presence of a guiding apparatus; it is assumed that the flow in the operating cavity of the pump is axially symmetric; it is assumed that the thermodynamic process taking place in the pump cavity is isothermal; simplified formula of the lifting factor and drag coefficient of the grid is used on the basis of known table data. The mathematical model takes into account: the dimensions of the smoke exhaust system, the number and size of the blades, the angle of attack of the blade, the frequency of rotation, the amount of aerodynamic resistance of the airway, the density and the amount of supply of finely divided water or foam. The examples of the implementation of the developed mathematical model of the smoke exhaust system are illustrated in the form of diagrams of the location of the working points (volume flow of air mixture, m³/s, pressure, Pa; power of the engine of the smoke exhaust system, W) at operation of a smoke exhaust system in the conditions of the average airway for the three above-mentioned operating modes.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ДЫМОСОСОВ В УСЛОВИЯХ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ И СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ С ДРУГИМИ УСТРОЙСТВАМИ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

А.И. Кодрик, канд. техн. наук, А.Н. Титенко канд. техн. наук, В.В. Присяжнюк,

С.В. Семичаевский

Украинский научно-исследовательский институт гражданской защиты, Украина

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

дымосос, лопасть, объемный расход воздушной смеси, пеногенерирующая установка, среднестатистический воздушный тракт, тонкораспыленная вода.

АННОТАЦИЯ

Создана математическая модель дымососа, который предназначен для оперативного использования при пожарах для ликвидации задымленности и снижения температуры в помещениях. Определены основные характеристики и параметры, необходимые для проектирования, или модернизации существующих осевых вентиляторов и выбора их для трех условий эксплуатации: самостоятельная работа, совместная работа с подачей тонкораспыленной воды, совместная работа с пеногенерирующей установкой. Приведены диаграммы нахождения рабочих точек, необходимых для оценки основных характеристик и параметров дымососов.