

УДК 629.735.03:656.7

## ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АЕРОСИСТЕМ

Кравченко О. В.<sup>1</sup>, Онищенко О. С.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Одеська державна академія будівництва і архітектури

**Анотація:** Наведено аналіз варіантів проектування аеросистем для руху повітря або димових газів енергетичних підприємств та коректності вибору вентиляторів, або димососів. Дослідження виконано для кількох варіантів подачі повітря у двох типах котелень з однаковою тепловою потужністю. Аналіз якості проектування аеросистем сьогодні виконується з використанням лише коефіцієнта ефективності основних елементів – вентиляторів чи димососів.

Виявлено протиріччя та недоліки як проектування, так і експлуатації систем подачі повітря при використанні для оптимізації вибору вентиляторів коефіцієнта ефективності  $\eta_{\text{вент}}$  як основного критерію правильності проектування аеросистем. Непропорційно велике збільшення витрат енергії на привід вентиляторів при переведенні вентиляторів на велику швидкість обертання з порівняно малим збільшенням подачі входить у суперечність збереження високих значень ефективності вентиляторів.

Показано, що збільшення подачі вентилятора за рахунок зменшення опорів у системі дає суттєве зменшення витрат електроенергії, але призводить до суперечливого зниження коефіцієнта ефективності. Для усунення протиріч використання лише коефіцієнта ефективності як критерію оптимальності проектування запропоновано варіант поліпшення параметрів роботи аеросистем за рахунок зниження опорів при русі повітря або газів.

Запропоновано використовувати поняття «динамізм» у відносній формі як обернена величина сумарного опору в елементах аеросистем. Спільне використання відносного коефіцієнта динамізму із порівняним відносним коефіцієнтом «ефективність» забезпечить системний аналіз якості проектування аеросистем. Доцільно також застосування коефіцієнта питомих витрат енергії на привід вентиляторів чи димососів  $k_{\text{н.з.}}$ , який можна розглядати як стимулюючий чинник зниження витрат енергії на власні потреби підприємств.

**Ключові слова:** аеросистема, вентилятор, потужність, ефективність, опори, витрати електричної енергії на власні потреби.

## PROBLEMS OF AEROSYSTEM OPERATION

O. Kravchenko<sup>1</sup>, O. Onishchenko<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Odesa State Academy of Civil Engineering and Architecture

**Abstract:** An analysis of design options for air systems for the movement of air or flue gases of energy enterprises and the correctness of the choice of fans or smoke exhausters is presented. The study was performed for several options for air supply in two types of boiler houses with the same thermal power. Analysis of the quality of air system design is currently performed using only the efficiency coefficient of the main elements - fans or smoke exhausters.

Contradictions and shortcomings of both the design and operation of air supply systems when using the efficiency coefficient  $\eta_{\text{вент}}$  as the main criterion for the correctness of the design of air systems to optimize the choice of fans are revealed. A disproportionately large increase in energy consumption for driving fans when switching fans to a high rotation speed with a relatively small increase in supply is a contradiction in maintaining high fan efficiency values.

It is shown that increasing the fan supply by reducing resistance in the system gives a significant reduction in electricity consumption, but leads to a contradictory decrease in the efficiency coefficient. To eliminate the contradictions of using only the efficiency coefficient as a



criterion for optimal design, a variant of improving the parameters of the operation of aerosystems by reducing resistance to the movement of air or gases is proposed.

It is proposed to use the concept of "dynamism" in a relative form as the inverse of the total resistance in the elements of aerosystems. The joint use of the relative dynamism coefficient with a comparable relative "efficiency" coefficient will provide a systematic analysis of the quality of the design of aerosystems. It is also advisable to use the coefficient of specific energy consumption for the drive of fans or smoke exhausters  $k_{p.z.}$ , which can be considered as a stimulating factor for reducing energy consumption for the own needs of enterprises.

**Keywords:** aerosystem, fan, power, efficiency, supports, electricity consumption for own needs.

## 1 ВСТУП

Рух повітря або газів є основним або базовим процесом багатьох сучасних технологій. Це аеросистеми (АС) вентиляції та охолодження будівель, технологічне охолодження комп'ютерів, а також великі системи подачі повітря на енергетичних, металургійних та інших підприємствах.

Розробку проектів на будівництво АС зазвичай виконують проектні групи за спеціальними методиками: стандартами або правилами проектування [1 - 7]. Стандарти США та Європейського союзу визначають аспекти проектування та розробки, конструктивного виконання, методів оптимізації роботи на основі відомих моделей, що описують закони руху рідин і газів. Зазначені стандарти добре узгоджуються з "правилами або вимогами для проектування аеросистем" ДСТУ 10616-90 [13], що були затверджені 1990 року та виключені з ужитку 2001 року. Відомо також багато методичної літератури з прикладами типових проектів технологічних процесів, у яких використовуються вентилятори та димососи для формування руху повітря або газів [19-21].

## 2 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В останні роки, з розвитком комп'ютерної техніки, велику увагу приділяють проектуванню з чисельним моделюванням процесів. Вважають, що комп'ютерне моделювання АС знижує витрати на розробку проектів, оскільки комп'ютерні симуляції виконуються швидше, ніж фізичні випробування. Використовуючи рівняння Нав'є-Стокса та інші математичні моделі динаміки рідин і газів, виконують моделювання та вивчення потоків повітря і рідин у складних умовах, які важко відтворити в лабораторних умовах. Такі рівняння визначають області подібності процесів руху рідин і газів, що є основою наукових та інженерних досліджень у різних сферах застосування.

Так, Джебраїл Туркері та Олег Киселичник (School of Engineering, The University of Warwick, Coventry) [8] працювали над поліпшенням динамічних моделей вентиляторів і насосів, інтегрованих з асинхронними двигунами, за допомогою оцінки нейронної мережі. Генрік Лаврич (та ін.) (Faculty of Electrical Engineering, University of Ljubljana) [9], запропонували методи розроблення 2D-карт ефективності для двигунів і насосів із використанням поліноміальної підгонки поверхні. Інженери факультету Північно-Китайського університету електроенергетики (Китай) [10] розробили комплексну модель для аналізу та узагальнення фактичних проблем, що виникають у щоденних виробничих операціях, пов'язаних з експлуатацією насосів і вентиляторів. Олександр Станілов (та ін.), (Technical University, Sofia) [11] розглянули особливості, пов'язані з прогнозуванням параметрів насоса під час роботи як турбіни, так і під час роботи в системі. Костишин В.С., Курляк П.О. (Ivano Frankivsk National Technical University of Oil and Gas) [12] визначили модель магістрального відцентрового насоса для перекачування нафти, що була виконана на основі методу електрогідродинамічної аналогії та призначена для розрахунку робочих характеристик аеро та гідромашин.

Незважаючи на виконану роботу, є актуальною потреба аналізу проблем проектування аеросистем, спричинених недосконалістю моделей, коли результати проектування АС суттєво відрізняються від необхідних показників експлуатації, які можна позначити як проблеми експлуатації АС.

### 2.1. Проблеми роботи аеросистем

Розроблення проектів для монтажу або будівництва таких систем виконують проектні групи за розробленими методиками. В останні десятиліття дедалі очевиднішою стає потреба аналізу серйозних проблем експлуатації аеросистем. У

багатьох АС, що експлуатуються, головною проблемою можна констатувати істотну відмінність результатів проектування АС від необхідних показників експлуатації. Масовим явищем в Україні є "обмеження потужності котлів по дуттю", коли подача повітря вентилятором недостатня для забезпечення максимальної потужності котлів. Експлуатацію котлів з потужністю на 20-50% меншою за проектну вже 50 років в Україні можна вважати дивним, але очевидним фактом, який керівники енергетичних підприємств щороку підтверджують згідно з офіційною методикою "Положення про узгодження та затвердження обмежень встановленої електричної потужності теплових електростанцій. РД153-34.1-09.312-99"» [15].

Режимні карти двох типів котлів з однаковою тепловою потужністю КВГМ-58 (з одним вентилятором ВДн-15) та котли ПТВМ-58 (12 дуттьових вентиляторів ВЦ-14-46 №4) демонструють, що причиною обмежень потужності котлів офіційно вважають недостатню подачу вентиляторів.

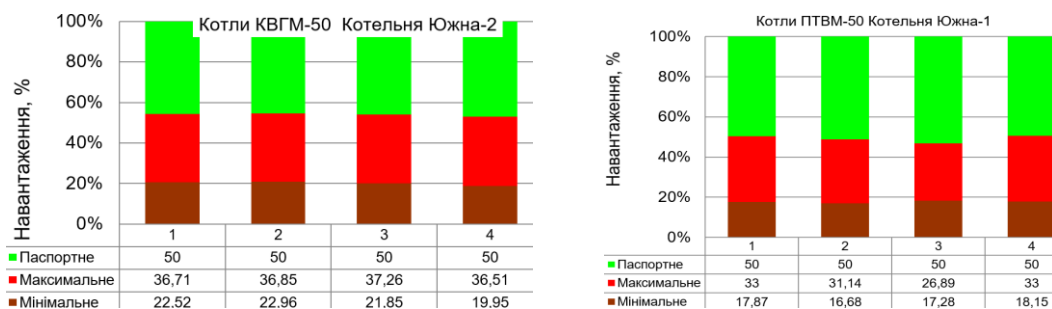


Рис 1. Дані режимних карт котлів КВГМ-58МВт і ПТВМ-58 у м. Одеса

Область, що забарвлена в зелений колір на рис. 1, показника потужності котлів, характеризує обмеження потужності через недостатню подачу вентиляторів. Необхідно відзначити ще кілька проблем, які пов'язані з недостатньою подачею: високі витрати енергії на привід (електродвигун вентилятора), підвищена вібрація і шум (вентилятори і димососи працюють із шумом понад 100 Дб).

Такі негативні явища в енергетиці та промисловості, пов'язані з технологіями руху газів, приймають як неминуче. На жаль, негативні явища в аеросистемах не пов'язують із суперечностями моделей представлення процесів. Хоча досвід реконструкцій, з метою збільшення подачі вентиляторів, зниження шуму, вібрації, збільшення терміну експлуатації повітропроводів, показав шлях до вдосконалення моделей АС, що можуть використовуватися для реального оцінювання якості роботи як вентиляторів, так і систем загалом та розвитку інноваційних методів розв'язання перелічених вище проблем [16].

## 2.2. Правила проектування аеросистем

Аналіз протиріч моделей і проблем експлуатації аеросистем найкраще почати з представлення основних вимог або правил проектування [13]. Для забезпечення якості проектування аеросистем виділяють три головні вимоги формування та оптимізації енергетичних параметрів:

1. Необхідно забезпечити розрахункову подачу  $Q_{розр}$  на 10% більшу за необхідну  $Q_{необх}$  за умовами технічного завдання на проектування.

$$Q_{розр} = 1,1 Q_{необх} \quad (1)$$

2. За робочу ділянку напірної характеристики вентилятора має прийматися та її частина, на якій значення ефективності (ККД) вентилятора  $\eta_{вент}$  перебуває в діапазоні

$$P_{v. PT} = P_{(V)}(\eta_{вент.} \geq 0,9\eta_{max.}) \quad (2)$$

3. Витрати енергії на привід вентиляторів  $N_{el}$  мають бути мінімальними.

$$N_{el\,el.} \rightarrow N_{(el\,el.min.)} \quad (3)$$

Ключовим показником оптимізації параметрів аеросистем під час проектування є забезпечення допустимого діапазону коефіцієнта **ефективності** -  $\eta$  вентилятора (10% від  $\eta_{max}$ .) в області робочої точки (РТ) графіка енергетичних параметрів вентилятора.

Робоча точка показує перетин характеристики мережі (відповідальний за розробку - проектувальник) і характеристики вентилятора (відповідальний - завод виробник). У РТ головним показником вважається повний тиск  $P_v$  або сила, яку повинен створювати вентилятор, щоб сформувати необхідну подачу  $Q$  із запасом 10%. Тобто, РТ показує корисні параметри АС, визначені в п. 1 - подачу  $Q$  і в п. 2, сила -  $P_v$ .

Робоча точка показує збіг величини тиску вентилятора з величиною втрат тиску в мережі. Цей збіг можна представити формулою, яка відображає умову формули (2).

$$P_v = P = RQ^2, \quad (4)$$

де  $R$  – сума опорів у мережі, розрахована відносно подачі вентилятора.

Одразу можна стверджувати, що вкрай рідко результати проектування забезпечують запас подачі, "обмеження потужності" вже понад 50 років вважаються актуальною, але важко розв'язуваною проблемою [15]. У США проблему недостатньої подачі вентиляторів називають "системний ефект" [2].

### 3 ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Головною метою цієї роботи являється аналіз проблем експлуатації технологічних процесів, пов'язаних із рухом газових середовищ або повітря, у рамках правил проектування аеросистем.

### 4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 4.1. Проектні та експлуатаційні параметри аеросистем

Правила проектування встановлюють вимоги до формування основних параметрів роботи аеросистеми. Дана стаття є продовженням досліджень з удосконалення моделі АС [16], де було обґрунтовано відмову від складного розрахункового **показника** повний натиск  $P_v$  як суми п'єзо- та динамічної складової енергії. Далі, замість розрахункового показника повний напір досліджуватимемо тільки п'єзо параметри - величини тиску і розрядження в АС, які можна визначити вимірювальними приладами і використовувати розрахункові методи прогнозування такого роду параметрів. Тобто, параметрами АС будемо вважати показання вимірювальних приладів і результати розрахунків, що підтверджують значення цих параметрів у встановлених (визначених методично) точках АС. На рис. 2 показано схему АС, яку можна розділити на 3 ділянки відповідно до встановлення п'єзо приладів: В - вакуумметр і М – манометр.

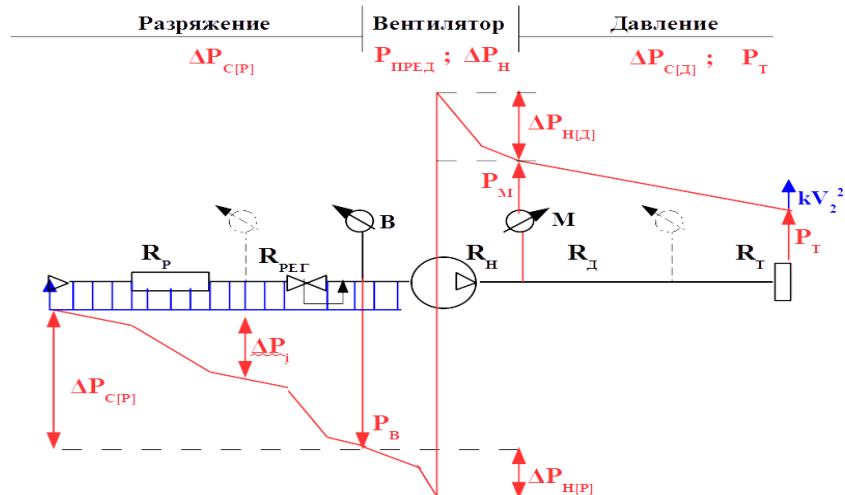


Рис. 2 Графічна схема моделі представлення параметрів аеросистеми

За місцем встановлення вимірювальних приладів можна виділити три ділянки: 1 - ділянка розрядження; 2 - вентилятор; 3 - ділянка тиску. Найчастіше 1-шу і 3-тю ділянки в розрахунках об'єднують у поняття "мережа".

Проектування АС умовно можна розділити на два етапи:

1-й етап - формує мережу, де розраховують сумарні втрати тиску  $\Delta P_{мережа}$  в зоні розрядження (0 – 1) і зоні тиску (2 – 3);

2-й етап - вибір вентилятора, який має створити силу – тиск  $P_{вент}$  для компенсації втрат тиску  $\Delta P_{мережа}$  в мережі.

До корисних параметрів роботи АС потрібно відносити аеродинамічну потужність вентилятора  $N [Bm]$ , як добуток двох параметрів: потенціалу -  $\Pi$  і динаміки  $D$ .

$$N = \Pi D . \quad (5)$$

Потенціал  $\Pi$  – п'єзо параметри: тиск і розрядження  $P$ , які вимірюються манометром і вакуумметром;

Динаміка  $D$  – залишається параметром, що потребує уточнення. Сьогодні важко виміряти швидкість потоку  $V_i$ , яка змінює величину зі зміною розмірів каналів. Легше динаміку представляти як вимірюваний параметр подачі або витрати  $Q$ , який у простій аеросистемі залишається величиною постійною. Добуток потенціалу і динаміки показує розрахунковий корисний енергетичний **показник** роботи АС – потужність  $N_{аеро} = P Q [Bm]$  як інтенсивність енергії  $E / t [Дж / с]$ .

Для аналізу параметрів АС використовують енергетичну модель у вигляді рівняння Бернуллі (для ідеальної рідини), яке представляє суму з трьох складових питомої енергії потоку:

$$P_v = e = \rho g z_1 + P_1 + \rho V_1^2 / 2 = \rho g z_2 + P_2 + \rho V_2^2 / 2 + DP = const [Pa] \quad (6)$$

де:  $P$  – потенціальна складова енергії (питомий тиск);

$\rho g z_i$  – геометрична складова енергії, якою можна знехтувати;

$\rho V_i^2 / 2$  – динамічна складова енергії.

Для спрощення аналізу цілком припустимо відмовитись від показника питомої енергії положення  $\rho g z_{(i)}$ , оскільки маса або вага повітря чи газів у сотні разів менша, ніж у рідин. Головна складність наявної моделі АС пов'язана з використанням



розрахункового показника "повний напір" -  $P_v$ . У раніше виконаних дослідженнях суперечностей АС розроблено графічну модель параметрів аеросистеми (рис. 2) [16], де обґрунтовано перехід від розрахункового показника  $P_v$  до вимірюваних п'єзо параметрів аеросистеми, які можна визначити вимірювальними приладами. В результаті збіг показань приладів з даними розрахунків може бути найкращим показником якості проектування АС.

Для забезпечення точності та однозначності розрахунків за показаннями п'єзо приладів необхідно встановити правила встановлення п'єзо приладів в аеросистемі відносно елементів основного обладнання – вентиляторів.

Проектування АС закінчується (другий етап) вибором вентилятора (основний елемент АС) з оптимізацією параметрів роботи за коефіцієнтом "ефективність" вентилятора (але не системи).

Перший етап проектування полягає у виборі та розташуванні допоміжного обладнання в зоні розрядження і зоні тиску. Результатом першого етапу є розрахунок втрат тиску в "мережі"  $\Delta P_m = \Delta P_{m(P)} + \Delta P_{m(T)}$  – тобто сума втрат тиску у двох частинах АС: у зоні розрядження і зоні тиску.

**Проектування аеросистем** умовно можна розділити на 2 етапи. **1-й етап проектування** полягає у формуванні мережі (зони розрядження та зони тиску). Підсумком першого етапу є розрахунок втрат тиску  $\Delta P = RV^n$ . Оптимізація на першому етапі виконується за допустимим діапазоном значень швидкості потоку  $V = Q/(bh)$  м/с; (у побутових системах  $V = 2-5$  м/с; на промислових об'єктах  $V = 5-10$  м/с), тому що втрати пропорційні до швидкості  $V^n$ . Сьогодні використовують  $n=2$ , хоча значення ступеня необхідно уточнити! Втрати тиску пов'язані з опорами елементів системи  $R \rightarrow \lambda; \xi$ , які обирають із довідників. Велика кількість складних довідників стала причиною втрати інтересу до зниження опорів елементів АС.

**2 етап проектування** - Вибір головного елемента АС - вентилятора.

Вентилятор вважається головним елементом системи, оскільки він створює повний тиск  $P$  – силу для подолання опорів і формування заданої подачі –  $Q$  (див. ф.(2) і ф.(4)). Оптимізація вибору вентилятора виконується за показником "ефективність" вентилятора, як відношення кінцевого результату - енергії потоку повітря або аеропотужності вентилятора  $N_{aero} = PQ$  [Вт] до вихідної або витраченої енергії  $E_{вихід}$  – електричної потужності електродвигуна, тобто приводу вентилятора:  $N_{ел} = UI$  [Вт].

$$\eta_{вент.} = E_{кін.} / E_{вихід} = N_{aero} / N_{ел} [Вт] / [Вт] \quad (7)$$

Для роботи вентилятора потрібен привід - двигун, який споживає електрику. Сьогодні 3 пункт правил під час проектування не виконується.

Перший і другий пункти правил проектування відповідають за формування двох складових аеропотужності  $N_{aero} = Q_{розр.} P$ , що визначає кінцеву енергію потоку.

За першим пунктом необхідно забезпечити подачу  $Q_{розр.}$  на 10% більшу за необхідну. Однак на енергетичних підприємствах України (особливо в теплофікації) частою проблемою є "обмеження потужності котлів по дуттю або тязі", коли вентилятори котельних установок не забезпечують необхідну подачу.

Другий пункт відповідає за формування сили - тиску  $P$  в  $AC$ . Саме цей пункт пов'язують з оптимізацією енергетичних параметрів аеросистеми з використанням коефіцієнта ефективності -  $\eta$ .

Головним, міжнародно визнаним, коефіцієнтом, що характеризує якість технологічних процесів в  $AC$ , як на стадії проектування, так і під час експлуатації є **ефективність**. "Директива Європейського парламенту і Ради щодо ефективності" [14] визначає розрахунковий коефіцієнт "ефективність" як відношення *кінцевого* результату виробленої енергії  $E_{(кінц)}$  (або потужності) до *вихідної* або витраченої енергії  $E_{(вихід)}$  (або потужності).

Тобто, вищевказаний документ рекомендує виключати проміжні енергетичні стани з аналізу якості роботи технологічних процесів. Аналізується співвідношення тільки корисної (кінцевої) енергії, яку ми отримали та вихідних енергетичних витрат, які є мірою витрат.

$$\eta = E_{кінц} / E_{вихід} \quad [Вт] / [Вт]$$

$$0 < \eta < 1$$

Коефіцієнт "ефективність"  $\eta$  від низьких значень для паровоза  $\eta_{(паровоз)} < 0,1$  на початку ХХ століття до середини ХХ століття досягли ефективності використання енергії палива на теплових електростанціях  $\eta_{ТЕС} = 0,4/0,6$ .

За останнє століття вдосконалення вентиляторів дало змогу збільшити їхню "ефективність" до  $\eta_{Вент.} > 0,85$ . Якщо вважати ефективність вентилятора єдиним показником якості проектування і роботи  $AC$  і те, що згідно із законом збереження енергії максимальне значення ефективності може бути  $\eta_{Вент.} \leq 1$ , то можна дійти висновку, що до визнаної максимальної якості експлуатації лише 15%.

У формулі (4) використовується коефіцієнт сумарної величини опорів  $R$ , який не використовується у формулах (1 – 3) Правил проектування. Це свідчить про виведення з оптимізації значень опорів. Насамперед це пов'язано з відносною і безрозмірною величиною коефіцієнта ефективність відповідно до формули (7). У роботі (16) запропоновано коефіцієнт пропорційності між Динамікою -  $D$  і потенціалом  $\Pi$ , як зворотна величина опорів.

$$m = 1/R = D/\Pi$$

$$0 < m < 1$$
(8)

Тоді для системного аналізу показників якості роботи можна використовувати коефіцієнт "динамізм" у відносній формі, який подібний коефіцієнту "ефективність" (але не тотожний йому). Це дасть змогу розраховувати системний показник ефективності, де враховується якість трансформації різних видів енергії (електроенергетичної потужності привода і аероенергетичної потужності вентилятора), а також якості використання потенціалу - тиску для формування подачі вентилятора.

$$\eta_{(A)} \cdot (\cdot)_{(Syst)} \cdot (\cdot) = \eta_{Вент.} \cdot \mu$$
(9)

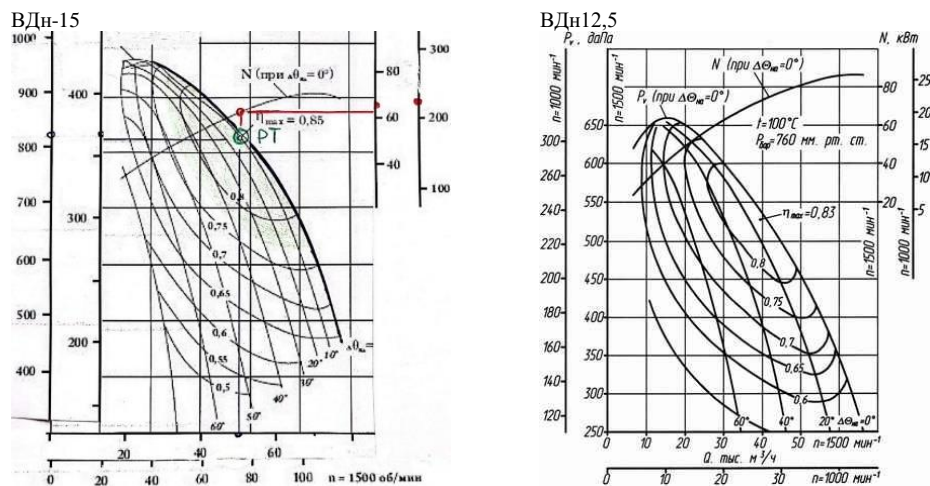
Системний показник якості роботи  $AC \eta_{syst}$  характеризує повний цикл перетворення енергії або потужності електродвигуна в корисний продукт аеросистеми - подачу  $Q$ .

*Аналіз параметрів роботи АС котлів на основі правил проектування*

Аналіз впливу вимог правил проектування аеросистем виконаємо на прикладі декількох варіантів забезпечення подачі повітря у двох типах котельних установок тепловою потужністю  $N_{менл} = 58 \text{ МВт}$ . Для аналізу використаємо два типи котлів КВГМ-58 і ПТВМ-58, що збудовані понад 50 років тому на основі типових проектів і масово експлуатуються в Україні та інших країнах [19]. Тільки в Одесі таких котлів понад 40. Мета аналізу - встановити вплив і якість виконання трьох основних пунктів правил проектування аеросистем (див. рис. 1).

1 варіант - встановлення одного великого вентилятора.

У дуттьовому тракті котла КВГМ-58 рекомендовано один вентилятор ВДн-15 (діаметр робочого колеса  $D_2 = 1,5 \text{ м}$ ), який має забезпечити для горіння палива, при номінальній тепловій потужності, подачу  $Q = 70 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$  повітря. На рис. 3 у полі енергетичних характеристик вентилятора ВДн-15 показано дві розрахункові точки  $PT_1$  для швидкості  $n_1 = 980 \text{ м}^{-1}$  і  $PT_2$  для швидкості  $n_2 = 1480 \text{ м}^{-1}$ .



**Рис. 3** Енергетичні характеристики вентиляторів типу ВДн

Більшу частину часу (понад 4000 годин за помірно низької температури) котли КВГМ працюють із навантаженням менше 60% від номінального. Тому, для потужності  $N_{к.т} < 40 \text{ МВт}$  вентилятор ВДн-15 працює на швидкості обертання робочого колеса  $n_1 = 980 \text{ м}^{-1}$  з подачею  $Q_{вент.1} = 50 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$ . Вентилятор у робочій точці  $PT_1$  забезпечує ефективність  $\eta_{вент} = 0,85$  (задовольняє вимоги другого пункту ПП) та витрати енергії на привід становлять до  $N_{ел. дв} = 60 \text{ кВт}$ .

У період пікових холодів (не більше 300 годин) потрібно збільшити теплове навантаження котлів до максимальних значень 58 МВт. Для збільшення подачі вентилятора до  $Q_{вент.2} = 70 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$  необхідно переключити вентилятор на другу швидкість  $n_2 = 1480 \text{ хв}^{-1}$ . Зберігаючи максимальне значення ефективності  $\eta_{вент} = 0,85$ , подача збільшується до  $Q_{вент.2} = 70 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$ . Витрати енергії на роботу електродвигуна збільшаться до  $N_{ел. дв} = 180 \text{ кВт}$ . Тобто, при збільшенні подачі в 1,4 раза, витрати енергії на привід збільшуються в 3 рази.

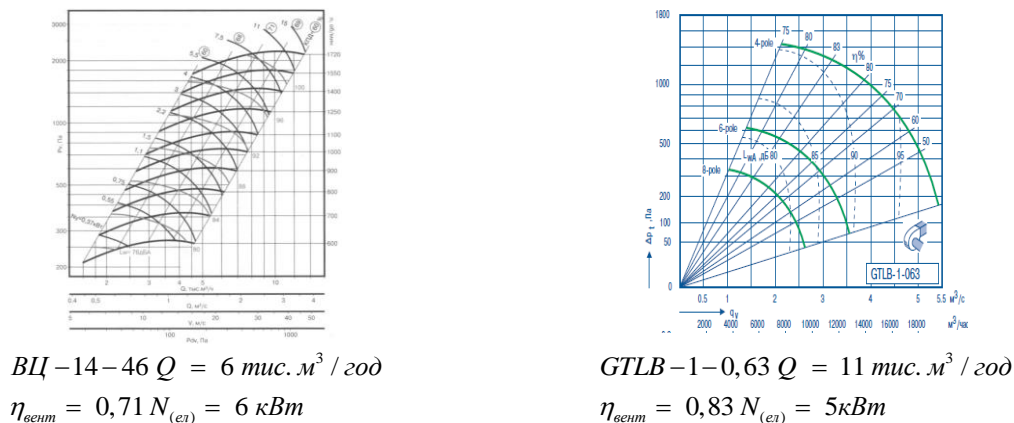
Двошвидкісний варіант регулювання подачі взято з досвіду експлуатації теплових електростанцій (ТЕС), де більшу частину часу (більше 70%) вентилятори працюють на другій - більшій швидкості, і тільки в разі зменшення електричного навантаження енергоблоків (менше ніж 30% часу) вентилятори перемикають на

меншу швидкість, що забезпечує істотну економію енергії на роботу вентиляторів. Непропорційне збільшення витрат енергії на привід порівняно з малим збільшенням подачі входить у протиріччя з збереженням високих значень ефективності вентиляторів. У багатьох котельнях з котлами КВГМ-58 воліють використовувати вентилятори з однією малою швидкістю двигуна. Через це котли не можуть забезпечувати максимальне навантаження (див. рис. 1) і щороку керівники міських котельень обґрунтовують причину "обмежень потужності котлів по дуттю або тязі" [15,24].

Дивно, що для котлів КВГМ-58 не використовують 2 вентилятори ВДн-12,5 (по одному вентилятору на кожен палиник). Згідно з другим пунктом *ПП* ефективність  $ВДн-12,5 \eta_{вент} = 0,83$  за умови подачі повітря  $Q = 76 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$ . Згідно з третім пунктом *ПП* витрати енергії на привід можна було б зменшити до  $N_{ел. д\delta} < 150 \text{ кВт}$ .

2 варіант - встановлення декількох вентиляторів менших розмірів.

Варіант встановлення декількох вентиляторів менших розмірів реалізовано на типових котлах ПТВМ-58. Для забезпечення подачі повітря  $Q = 70 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$  встановлюють 12 вентиляторів ВЦ-14-46 №4 для 12 палиників. Вентилятори мають загнуті вперед робочі лопатки, тому максимальна ефективність  $\eta_{вент} = 0,71$ . Сумарні витрати енергії на приводи 12-ти вентиляторів зменшуються до  $N_{ел} = 80 \text{ кВт}$ . На рис. 4 показано енергетичні характеристики двох типів вентиляторів: ВЦ-14-46 з ефективністю  $\eta_{вент} = 0,71$  і GTLB-1-0,63 з ефективністю  $\eta_{вент} = 0,83$ .



**Рис. 4** Енергетичні характеристики вентиляторів ВЦ-14-46 і GTLB-1-0,63

Для котлів ПТВМ-58 можна використовувати 6 вентиляторів GTLB. Згідно з другим пунктом *ПП* ефективність GTLB за подачі повітря  $Q = 76 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$  дорівнює  $\eta_{вент} = 0,83$ . Згідно з третім пунктом *ПП*, витрати енергії на привід зменшаться до  $N_{ел. д\delta} < 40 \text{ кВт}$ .

Виникає питання про суперечність оцінки якості параметрів  $AC$  у разі використання для оптимізації вибору вентиляторів коефіцієнта ефективності  $\eta_{вент}$  як критерію правильності проектування  $AC$  із різними параметрами роботи вентиляторів.

Багато років третій пункт правил проектування про мінімізацію витрат електроенергії  $N_{ел}$  на привід вентиляторів сприймався як декларація, тому що не мав коефіцієнтів, які б характеризували та стимулювали зниження витрат енергії на власні потреби. Нещодавно почали використовувати коефіцієнт питомих витрат на подачу [16].

$$k_{y.з} = \Delta N_{el.ВП} / Q < 1кВт / м^3 \quad (10)$$

**Таблиця 1**

		Котли КВГМ-58		Котли ПТВМ-58	
Потужність котла	МВт	58	58	58	58
Вентилятори		ВДн-15	2*ВДн-12,5	12*ВЦ-14-46	6*GTLB-0,63
Подача повітря в котел	10 <sup>3</sup> м <sup>3</sup> /год	65	70	72	72
Витрати електричної енергії	кВт	180	< 150	75	< 40
Ефективність $\eta_{вент}$	-	0,85	0,85	0,71	0,83
Пит. витр. енергії $k_{n.в}$	кВт/м <sup>3</sup>	2,77	2,1	1,05	0,7

Аналіз параметрів роботи АС навіть у межах наявних правил проектування показує, що виконання 2-го пункту правил проектування (ефективність вентилятора) призводить до суперечностей виконання як 1-го, так і 3-го пункту правил. Саме коефіцієнт питомих витрат на подачу  $k_{y.в}$  можна розглядати як стимулюючий фактор якості проектування АС.

**Інноваційний варіант** підвищення подачі вентиляторів з істотним зниженням витрат енергії на привід за рахунок зниження опорів проточних частин.

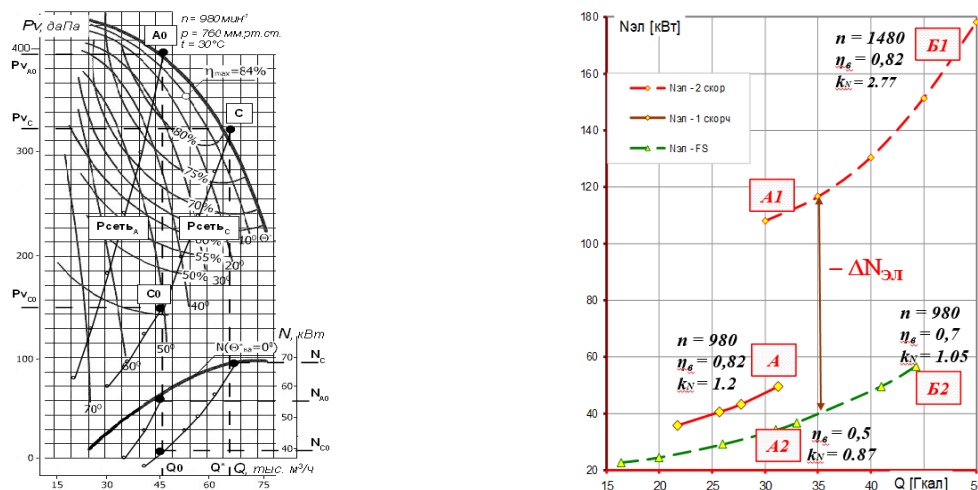
У 2006 році в м. Чорноморськ (Одеська область) планували встановити додатковий котел, оскільки теплової потужності двох котлів КВГМ-58, що працювали, не вистачало для теплопостачання міста, яке зростало. Теплова потужність працюючих котлів була на 40% меншою за номінальну і становила  $N_{к.м.} = 40МВт$  через "обмеження теплової потужності котлів по дуттю" з огляду на недостатню подачу вентилятора ВДн-15.

Як інноваційний варіант поліпшення параметрів роботи АС було виконано реконструкцію аеросистеми з метою поліпшення параметрів роботи завдяки зниженню опорів як у вентиляторі, так і в аеросистемі. До реконструкції параметри роботи вентилятора ВДн-15 у точці  $A_{(0)}$  (мережа 1): за обертів  $n_1 = 980 хв^{-1}$  подача  $Q_{вент} = 45 тис. м^3 / год$ , ефективність  $\eta_{вент.А.0} = 0,82$ , витрати на привід  $N_{ел} = 55кВт$ .

Реконструкція полягала у зменшенні опорів у мережі. Пальники замінено на нові СНТ (м. Київ), опір яких у 3 рази менший, а також виконано зміну поворотів зі зменшенням опорів у 5 разів.

Максимальну теплову потужність котла збільшено до 52 МВт за рахунок поліпшення параметрів ВДн-15 у точці С. Не змінюючи оберти вентилятора  $n_1 = 980 хв^{-1}$ , подачу збільшено до  $Q_{вент} = 70 тис. м^3 / год$ , витрати на привід зменшено до  $N_{ел} = 70кВт$  (порівняно з 180кВт - див. варіант 1). Парадокс у тому, що ефективність вентилятора зменшилася до  $\eta_{вент.А.0} = 0,77$ .

На мал.6 представлено результати реконструкції аеросистеми (дугтьового тракту) котла КВГМ-58 у м. Чорноморськ.



**Рис. 6.** Інноваційний варіант - збільшення подачі вентилятора ВДн-15 за рахунок зменшення опорів елементів дуттьового тракту котла

Зниження опорів аеросистем забезпечило підвищення подачі вентиляторів на 40%. Витрати електричної енергії на привід знижені у 2,5 раза. Однак, ефективність вентилятора парадоксально зменшилася до  $\eta_{\text{вент. Б2}} = 0,77$ . За третім пунктом III - витрати енергії на привід були знижені згідно з коефіцієнтом питомих витрат енергії вентилятора до  $k_{\text{н.в. инн}} = 68 / 70 = 0,95 \text{ Вт} / \text{м}^3$  порівняно з витратами за більшої швидкості вентилятора  $k_{\text{н.в. минв}} = 180 / 70 = 2,77 \text{ Вт} / \text{м}^3$ . Коефіцієнт питомих витрат енергії вентилятора для оптимізації 3п. ПП використовується вкрай рідко, але більшість котелень використовують одношвидкісні вентилятори і щороку обґрунтовують причину обмежень потужності котлів по дуттю. В інтернеті тема обмежень потужності практично відсутня.

У таблиці 2 порівняємо два варіанти показників роботи вентилятора ВДн-15 за підсумками реконструкції

**Таблиця 2**

Назва	Од. вим.	Вентилятор ВДн-15-2ск Старі III		1 Вентилятор ВДн-15 (зменшення опорів)	
Теплова потужність котла	МВт	40	58	40	58
Подача повітря в котел	Тис. м <sup>3</sup> /год	45	75	45	75
Витрати електроенергії на двигуни вентиляторів	кВт	55	180	39	70
Ефективність $\eta_{\text{вент}}$	-	0,85	0,85	0,55	0,75
Пит. витр. енергії $k_{\text{н.з}}$	1кВт/м <sup>3</sup>	1,22	2,77	0,87	0,95

Подібні результати отримано на ТЕС Браш (Колорадо, США, 1997 р.), на Криворізькій ТЕС (2011 і 2013 р.), Молдавській ГРЕС (2011 р.). Але реконструкції з метою поліпшення якості роботи аеросистем за рахунок зниження аеродинамічних опорів поки що не отримали належної уваги.

Можна запропонувати зміну основних вимог під час проектування систем транспортування повітря або газів.

1. Необхідно забезпечити подачу $Q$	
$Q_{розрах} = 1,1 Q_{потреб}$	$Q_{розрах} = 1,3 Q_{потреб}$
2. Оптимізація енергетичних параметрів аеросистем	
$P_{(V)} (PT) = P_{(V)} (\eta_{вент}) > 0,9\eta_{max}$	$Q_{PT} = Q > Q\eta_{max}$
$P_V \rightarrow P_{V.PT} \rightarrow P_{V.рик}$	$R R_{min} \rightarrow$ Динамізм $0 < \mu = 1 / R < 1$
Ефективність $0 < \eta_{вент} < 1$	2 етап Ефективність $0 < \eta_{вент} < 1$
3. Витрати енергії на привід вентиляторів повинні бути мінімальними	
$N_{el} \rightarrow N_{el} \cdot \chi_v$	$\kappa_{п.в} < 1 \text{ кВт} / \text{м}^3$

## 5 ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Обґрунтовано наявність проблем експлуатації технологій, пов'язаних з рухом газових середовищ у рамках правил проектування аеродинамічних систем. Вже кілька десятиліть результати типових проектів дутьових та тягових трактів котельних установок суттєво відрізняються від зазначених у паспортних показниках експлуатації підприємств комунальної енергетики.

## 6 ВИСНОВКИ

Розглянуто інноваційний варіант моделі проектування аеросистем, де для оптимізації параметрів використовується прийом зниження аероопорів. Реконструкції з метою збільшення подачі вентиляторів за рахунок зниження опорів забезпечують зменшення витрат енергії на привід, а також знижують шум і вібрацію, збільшують термін надійної експлуатації вентиляторів і аеросистеми в цілому.

Використання поняття «динамізм» у відносній формі, який можна порівняти з коефіцієнтом «ефективність», дозволить розраховувати системний показник якості роботи аеросистем та оптимізувати не тільки якість трансформації різних видів енергії, а й забезпечувати більшу продуктивність вентиляторів з меншими витратами енергії на власні потреби.

## 7 ЕТИЧНІ ДЕКЛАРАЦІЇ

Автори не мають відповідних фінансових чи нефінансових інтересів, які слід розкривати.

## Література

1. Related AMCA Standards and Publications / Publication 200 *AIR SYSTEMS* / System Pressure Losses, Fan Performance Characteristics, System Effect, System Design Tolerances.
2. Publication 201 *FANS AND SYSTEMS* / Fan Testing and Rating, The Fan "Laws" Air Systems, Fan and System Interaction, System Effect Factors.
3. Publication 202 *TROUBLESHOOTING* / System Checklist, Fan Manufacturer's Analysis, Master Troubleshooting Appendices.\

4. Publication 203 *FIELD PERFORMANCE MEASUREMENTS OF FAN SYSTEMS* ./ Acceptance Tests/Test Methods and Instruments, Precautions, Limitations and Expected Accuracies Calculations.
5. Improving Fan System Performance a sourcebook for industry / U.S. Department of Energy / sourcebook for industry /2003. [https://www.nrel.gov/docs/fy\\_03osti/29166.pdf](https://www.nrel.gov/docs/fy_03osti/29166.pdf).
6. ASHRAE. 1999. ANSI/ASHRAE Standard 51-1999 (ANSI/ AMCA Standard 210-99), Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
7. ASHRAE. 2000. 2000 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment, Chapter 18, Fans. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
8. Dynamical Modelling of a Centrifugal Fan Driven by an Induction Motor and Experimental Validation. Cebrail Turkeri. Oleh Kiselychnyk. School of Engineering, The University of Warwick, Coventry CV4 7AL, UK. *Energies* 2023, 16(18), 6658; <https://doi.org/10.3390/en16186658>.
9. Model-Based Assessment of Energy Efficiency in Industrial Pump Systems: A Case Study Approach. Henrik Lavrič. Klemen Drobnič. Rastko Fišer. Faculty of Electrical Engineering, University of Ljubljana, Tržaška cesta 25, 1000 Ljubljana, Slovenia. <https://doi.org/10.3390/app142210430>.
10. Discussion on Energy Saving Technology of Pumps and Fans in Thermal Power Plants Hao Bian \* School of North China Electric Power University, Baoding, China. doi:10.1088/1755-1315/450/1/012082.
11. Experimental study of a pump in turbine mode, energy characteristics, selection methods and operation in a system. Александр Станилов. doi:10.1088/1755-1315/1234/1/012008.
12. DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL FOR ENERGY EFFICIENCY OF A CENTRIFUGAL PUMP. Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. Andrii Lahoida. Andrii. <https://doi.org/10.30888/2663-5712.2023-21-01-039>.
13. Правила или требования для проектирования аэро систем (вент систем) ГОСТ 10616-90 Вентиляторы радиальные та осевые. Розміри і параметри (СТ СЭВ 4483-84)
14. Директива з енергоефективності (ЄС) 2023/1791 <https://enecities.org.ua/novyny/dyrektyva-z-energoefektyvnosti-yes-2023-1791-nabula-chynnosti/> 23 окт. 2023 г.
15. Arsiri V. Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics. Arsiri Vasyi, Kravchenko Oleg. *Mechanics and Mechanical Engineering*, Volume 22, Issue 2, Pages 405–414, eISSN 2354-0192, DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0032>.
16. Predicting the Performance of an Industrial Centrifugal Fan Incorporating Cambered Plate Impeller Blades / Lucio Cardillo, Alessandro Corsini, Giovanni Delibra, Franco Rispoli, Anthony G. Sheard, Paolo Venturini/ *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* / 58(1), pp. 15-25, 2014 DOI:10.3311/PPme.7397.
17. Lee Y.-T., Impact of fan gap flow on the centrifugal impeller aerodynamics / *Journal of Fluids Engineering*, 132(9), 1-7 (2010). DOI: 10.1115/1.4002450.
18. Бузников У.Ф., Раддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные / - М Энергомашиздат, 1984.
19. ГОСТ 1616-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. М.: Издательство стандартов, 1990 .
20. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). под ред. С.И. Мовчана. Л., Энергия.1977.
21. Пат. PST 5.812.423 USA Method of determining for working media motion and designing flow structures for same // Maisotsenko V. S., Arsiri V. A.. ¾ Publ. 22.09.1998.
22. Черноусенко О.Ю. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС/ Проблеми загальної енергетики, 2014, вип. 4 (39) С. 20–28.
23. ПРАВИЛА технічної експлуатації систем теплопостачання комунальної енергетики України / згідно Наказу Державного комітету з питань житлово – комунального господарства №234 (v0234508-04) від 29.12. 2004.
24. U.S. Department of Energy (2004) Improving Fan System Performance / <https://www.nrel.gov/docs/fy3osti/29166.pdf>.

25. U.S. Department of Energy (2013a). Energy Efficiency Program for Commercial and Industrial Equipment: Public Meeting and Availability of the Framework Document for Commercial and Industrial Fans and Blowers. Federal Register, 78/22: 7387, 1 February.
26. U.S. Department of Energy (2013b). Presentation slides: Energy Conservation Standards for Commercial & Industrial Fans and Blowers: Framework Public Meeting. Docket number EERE-2013-BTSTD-0006, 15 February

## References

1. Related AMCA Standards and Publications / Publication 200 *AIR SYSTEMS* / System Pressure Losses, Fan Performance Characteristics, System Effect, System Design Tolerances.
2. Publication 201 *FANS AND SYSTEMS* / Fan Testing and Rating, The Fan "Laws" Air Systems, Fan and System Interaction, System Effect Factors.
3. Publication 202 *TROUBLESHOOTING* / System Checklist, Fan Manufacturer's Analysis, Master Troubleshooting Appendices.\
4. Publication 203 *FIELD PERFORMANCE MEASUREMENTS OF FAN SYSTEMS* / Acceptance Tests/Test Methods and Instruments, Precautions, Limitations and Expected Accuracies Calculations.
5. Improving Fan System Performance a sourcebook for industry / U.S. Department of Energy / sourcebook for industry /2003. [https://www.nrel.gov/docs/fy\\_03osti/29166.pdf](https://www.nrel.gov/docs/fy_03osti/29166.pdf).
6. ASHRAE. 1999. ANSI/ASHRAE Standard 51-1999 (ANSI/ AMCA Standard 210-99), Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
7. ASHRAE. 2000. 2000 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment, Chapter 18, Fans. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
8. Dynamical Modelling of a Centrifugal Fan Driven by an Induction Motor and Experimental Validation. Cebrail Turkeri. Oleh Kiselychnyk. School of Engineering, The University of Warwick, Coventry CV4 7AL, UK. *Energies* 2023, 16(18), 6658; <https://doi.org/10.3390/en16186658>.
9. Model-Based Assessment of Energy Efficiency in Industrial Pump Systems: A Case Study Approach. Henrik Lavrič. Klemen Drobnič. Rastko Fišer. Faculty of Electrical Engineering, University of Ljubljana, Tržaška cesta 25, 1000 Ljubljana, Slovenia. <https://doi.org/10.3390/app142210430>.
10. Discussion on Energy Saving Technology of Pumps and Fans in Thermal Power Plants Hao Bian \* School of North China Electric Power University, Baoding, China. doi:10.1088/1755-1315/450/1/012082.
11. Experimental study of a pump in turbine mode, energy characteristics, selection methods and operation in a system. Александр Станилов. doi:10.1088/1755-1315/1234/1/012008.
12. DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL FOR ENERGY EFFICIENCY OF A CENTRIFUGAL PUMP.Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. Andrii Lahoida. Andrii. <https://doi.org/10.30888/2663-5712.2023-21-01-039>.
13. Pravyla yly trebovaniya dlia proektyrovaniya aэro system (vent system) HOST 10616-90 Ventyliatory radialni ta osovi. Rozmiry i parametry (ST SЭV 4483-84).
14. Dyrektyva z enerhoefektyvnosti (YeS) 2023/1791 <https://enefcities.org.ua/novyny/dyrektyva-z-energoefektyvnosti-yes-2023-1791-nabula-chynnosti/> 23 okt. 2023 h.
15. Arsiri V. Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics. Arsiri Vasyi, Kravchenko Oleg. Mechanics and Mechanical Engineering, Volume 22, Issue 2, Pages 405–414, eISSN 2354-0192, DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0032>.
16. Predicting the Performance of an Industrial Centrifugal Fan Incorporating Cambered Plate Impeller Blades / Lucio Cardillo, Alessandro Corsini, Giovanni Delibra, Franco Rispoli, Anthony G. Sheard, Paolo Venturini/ Periodica Polytechnica Mechanical Engineering / 58(1), pp. 15-25, 2014 DOI:10.3311/PPme.7397.
17. Lee Y.-T., Impact of fan gap flow on the centrifugal impeller aerodynamics / Journal of Fluids Engineering, 132(9), 1-7 (2010). DOI: 10.1115/1.4002450.
18. Buznykov U.F., Raddatys K.F., Berzynsh Э.Я. Proyzvodstvennye y otopytelnye kotelnye / - М Энергомашыздат, 1984.

19. HOST 1616-90 Ventyliatory radyalnye y osevye. Razмеры y parametry. M.: Yzdatelstvo standartov, 1990 .
20. Aerodynamicheskiy raschet kotelnykh ustanovok (normativnyi metod). pod red. S.Y. Movchana. L., Enerhiya.1977.
21. Пат. PST 5.812.423 USA Method of determining for working media motion and designing flow structures for same // Maisotsenko V. S., Arsiri V. A.. ¾ Publ. 22.09.1998.
22. Chernousenko O.Yu. Stan enerhetyky Ukrainy ta rezultaty modernizatsii enerhobloktiv TES/ Problemy zahalnoi enerhetyky, 2014, vyp. 4 (39) S. 20–28.
23. PRAVYLA tekhnichnoi ekspluatatsii system teplopostachannia komunalnoi enerhetyky Ukrainy / zghidno Nakazu Derzhavnoho komitetu z pytan zhytlovo – komunalnoho hospodarstva №234 (v0234508-04) vid 29.12. 2004.
24. U.S. Department of Energy (2004) Improving Fan System Performance / <https://www.nrel.gov/docs/fy3osti/29166.pdf>.
25. U.S. Department of Energy (2013a). Energy Efficiency Program for Commercial and Industrial Equipment: Public Meeting and Availability of the Framework Document for Commercial and Industrial Fans and Blowers. Federal Register, 78/22: 7387, 1 February.
26. U.S. Department of Energy (2013b). Presentation slides: Energy Conservation Standards for Commercial & Industrial Fans and Blowers: Framework Public Meeting. Docket number EERE-2013-BTSTD-0006, 15 February

Стаття надійшла до редакції 02.09.2025

Стаття прийнята до друку 05.12.2025

Дата публікації статті 26.03.2026

**Кравченко Олег Володимирович**

Одеська державна академія будівництва та архітектури,  
к.т.н, доцент

вул. Дідріхсона, 4, Одеса, Україна, 65029

[sir.Kravchenko777@gmail.com](mailto:sir.Kravchenko777@gmail.com)

ORCID: 0000-0001-9765-2344

**Онищенко Олександр Сергійович**

Одеська державна академія будівництва та архітектури,  
аспірант,

вул. Дідріхсона, 4, Одеса, Україна, 65029

[alexander.cyclon@gmail.com](mailto:alexander.cyclon@gmail.com)

ORCID: 0009-0000-4729-2993

*Для посилань:*

Кравченко О. В., Онищенко О. С. Проблеми експлуатації аеросистем. Механіка та математичні методи, 2026. Т. VIII. №. 1. с. 125–140.

*For references:*

O. Kravchenko, O. Onishchenko. (2026). Problems of aerosystem operation. Mechanics and Mathematical Methods. VIII (2). 125-140.

[Проблеми експлуатації аеросистем](#) © 2026 by [Кравченко О. В., Онищенко О. С.](#) is licensed under [CC BY 4.0](#)