МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

Інститут гідротехнічного будівництва та цивільної інженерії

Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

з дисципліни **Реконструкція та вдосконалення обладнання теплопостачання і вентиляції**

до виконання курсової роботи
для студентів освітнього рівня «магістр»
освітньої програми «Теплогазопостачання і вентиляція»
зі спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»
галузі знань 19 «Архітектура та будівництво»

ОДЕСА - 2019

УДК 697

"ЗАТВЕРДЖЕНО"
Вченою радою
Інституту гідротехнічного будівництва
та цивільної інженерії
протокол №3від 20.11.2019р

УКЛАДАЧІ: Сербова Ю.М., к.т.н., доцент
Арсірій В.А. – д.т.н., професор

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Семенов С.В. – старший викладач кафедри теплогазопостачання і вентиляції Одеської державної академії будівництва та архітектури

БутенкоО.Г. – к.т.н. доцент каф. прикладної екології і гідрогазодинаміки. Одеського національного політехнічного університету, МОНМС, директор інституту дистанційної і заочної освіти

Методичні вказівки розроблені для закріплення одержуваних знань студентами при вивченні теоретичного курсу «Реконструкція та вдосконалення обладнання теплопостачання і вентиляції», також для допомоги студентам при виконанні курсової роботи з дисципліни «Реконструкція та вдосконалення обладнання теплопостачання і вентиляції».

Відповідальний за випуск:
Елькін Ю.Г., к.т.н., доцент, зав. кафедрою теплогазопостачання і вентиляції

ЗМІСТ

		Стор.
	Вступ……	4
1	АНАЛІЗ РЕЖИМНИХ КАРТ КОТЛІВ……	6
1.1	Режимна карта котла……..	6
1.2	Нестача теплової потужності ……	7
1.3	Витрата повітря на спалювання природного газу……	7
2	ПРОЕКТУВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ……	8
2.1	Методика проектування аеродинамічних систем та обґрунтування підбору тяго дуттьових механізмів……..…….	8
2.2	Аналіз параметрів роботи вентилятора в аеродинамічній системі……	10
3	АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ РЕКОНСТРУКЦІЇ ТА ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ СИСТЕМИ…….....	11
3.1	Збільшення діаметра робочого колеса. І - варіант реконструкції……..	12
3.2	Збільшення числа оборотів робочого колеса. ІІ – варіант реконструкції…….	13
3.3	Збільшення подачі без заміни вентилятора або електродвигуна за рахунок коригування аеродинаміки. ІІІ – варіант реконструкції…….....	15
3.4	Реконструкція дуттьового тракту, зниження опорів дуттьового тракту……..	17
3.5	Аналіз параметрів роботи по 3-му – варіанту реконструкції…….	19
3.6	Порівняльний аналіз варіантів реконструкції……..	20
4.	ЦИФРОВА МОДЕЛЬ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК НАГНІТАЧІВ І АЕРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ……...	21
4.1	Теоретична побудова характеристик тиску вентилятора……...	21
5.	ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ……	25
	Додаток А……	38
	Додаток Б…….	38
	Додаток В…….	42
	Список літератури……...	43

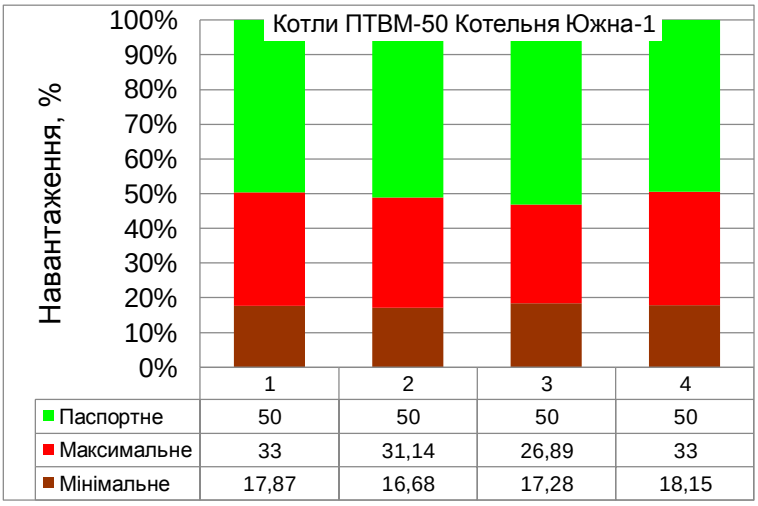
ВСТУП

Розробка енергозберігаючих інноваційних технологій є актуальним завданням для всіх галузей діяльності. Оптимізація параметрів роботи аеродинамічних систем - таких як систем вентиляції і кондиціювання, систем теплопостачання і в першу чергу опалювальних котелень, обладнання енергетичних підприємств може вирішити проблеми зниження комунальних тарифів, собівартості вироблення електроенергії відповідно інших видів продукції, тому є пріоритетним напрямком наукової діяльності. Виконання проекту реконструкції з метою енергозбереження є підсумком вивчення класичних дисциплін: механіка рідини і газу; гідравлічні і аеродинамічні машини; котельні установки; системи вентиляції та ін.

Магістерський рівень виконання проекту полягає в розробці інноваційних пропозицій і їх науковому обґрунтуванні, що дозволяють збільшити ефективність і надійність технологічних процесів з одночасним суттєвим зниженням витрат енергії на роботу нагнітачів. Методична розробка являє приклад реконструкції аеродинамічних систем котельних установок. Це пов'язано з тим, що технічна документація представлення параметрів роботи котлів у вигляді режимних карт, в яких юридично оформляються оптимальні параметри роботи котлів, а також енергетичні параметри характеристик нагнітачів, мають наочний і логічний вид. При виконанні проектів реконструкції аеродинамічних систем буде актуальною розробка проектів для систем вентиляції, кондиціювання та інших технологічних процесів.

Особливе значення при виконанні курсової роботи необхідно приділити розробці цифрових моделей уявлення енергетичних параметрів як нагнітачів, так і аеродинамічній системі в цілому. Наукові розробки при виконанні курсової роботи можуть бути використані для підготовки матеріалів магістерської роботи.

Аналіз режимних карт опалювальних котлів КВГМ, ПТВМ, ТВГ, КЕ, ДЕ і ін. показують, що більшість котлів працюють при зниженій максимальному навантаженні на 20% і нижче.



	1	2	3	4
Паспортне	50	50	50	50
Максимальне	33	31,14	26,89	33
Мінімальне	17,87	16,68	17,28	18,15

Рис.1 Мінімальна, максимальна і паспортна теплова потужність котлів ПТВМ опалювальної котельні «Південна») м. Одеса

Зниження навантаження найчастіше викликано недостатньою продуктивністю вентиляторів і димососів. Дуттьові вентилятори і димососи не забезпечують необхідної продуктивності через високі опорів тяго-дуттьових трактів. Проблема недостатньої продуктивності аеродинамічного обладнання спостерігається в системах вентиляції. Більшість систем з недостатньою продуктивністю експлуатуються багато років, при цьому в період необхідності максимальних навантажень зазначені системи не ефективно

забезпечують технологічні параметри. Тому, вирішення проблеми усунення обмежень продуктивності аеродинамічних систем, є актуальним завданням.

Світовий досвід показує - реконструкція обладнання, яке експлуатується тривалий період, набагато дешевше за будівництво нових об'єктів. Обмеження потужності котлів можна розглядати як суттєвий резерв потужності систем теплопостачання населених пунктів від 20 до 35%. У системах теплопостачання багатьох населених пунктів немає необхідності будівництва нових котлів, потрібно шукати шляхи зняття обмежень потужності. Відновлення потужності 4 котлів, у яких обмеження потужності складають більше 25%, дозволить додатково додати потужність яку можна порівняти з будівництвом одного котла, при цьому витрати на реконструкцію цих колов будуть істотно менше будівництва котла, а економічний ефект від підвищення ефективності роботи забезпечить швидку окупність проекту.

Для збільшення продуктивності аеродинамічних систем: подачі повітря для горіння в котлі або в системах акліматизації, запропонований варіант реконструкції за рахунок зниження опорів проточних частин повітряних або газових трактів. Використання методу зниження опорів проточних частин, дозволяє збільшити подачу вентиляторів або димососів на 30 - 40%, при цьому питомі витрати електроенергії можна знизити на 30% і більше.

В методичних вказівках розглянуті питання пов’язані з розрахунком аеродинамічних систем та обладнання, а саме: основні характеристики нагнітачів (вентиляторів), методика підбору нагнітачів. Методика визначення робочих параметрів нагнітачів з використанням графоаналітичного методу.

При виконанні курсової роботи потрібно розробити не менш двох варіантів реконструкції: 1 – з використанням існуючих правил проектування; та 2 – з використанням методики удосконалення проточних частин. Провести науковий, енергетичний та економічний аналіз результатів проектування Відповідно до висновків обрати один з розглянутих варіантів.

Завдання на виконання курсової роботи:

1. Виконати аналіз параметрів роботи аеродинамічній системи котла на основі режимної карти основних параметрів його роботи;
2. Розрахувати подачу нагнітача, необхідну для забезпечення тепловою потужністю котла; Визначити подачу нагнітача до реконструкції;
3. Розрахувати сумарний опір аеродинамічній системи - мережі (до і після реконструкції);
4. Розрахувати параметри роботи нагнітача і системи (мережі) в поле напірних характеристик нагнітача з каталогу;
5. Розрахувати цифрову модель параметрів роботи аеродинамічній системи і показники ефективності до реконструкції;
6. Розробити критерії оцінки варіантів реконструкції;
7. Сформувати зведену таблицю енергетичних і економічних показників роботи аеродинамічній системи при різних варіантах реконструкції..

Розрахунки при виконанні курсової роботи рекомендовано виконувати з використанням комп’ютерних програм.

Курсова робота складається з пояснювальної записки формату А4 та графічної частини формату А1. Розрахунок та виконання графіків та характеристик, виконати в програмі «Excel».

Отримання навичок проектування аеродинамічних систем дозволить студентам освоїти інноваційну технологію проектування, що дозволяє розробляти ефективні, надійні і відповідно економічні проекти різного роду технологічних об'єктів. У разі вибору аеродинамічної системи вентиляції або інших варіантів, не збігаються з матеріалами методичних вказівків, доцільно підготувати індивідуальну публікацію.

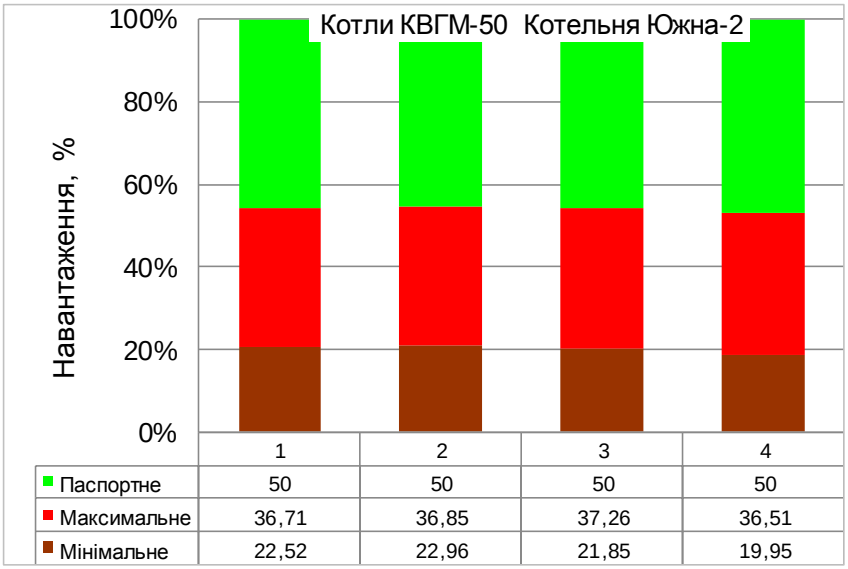
1. АНАЛІЗ РЕЖИМНИХ КАРТ КОТЛІВ

Методичні вказівки до виконання курсової роботи виконано на прикладі аналізу режимних карт котлів, щоб продемонструвати реальність суттєвих недоліків існуючих правил проектування аеродинамічних систем і інноваційний характер нової методики оптимізації параметрів роботи технологічних процесів, пов'язаних з рухом рідин або газів.

1.1 Режимна карта котла - документ, складений на підставі режимно-налагоджувальних і балансових випробувань, що містить основні оперативні і контрольні параметри роботи котла, значення ККД, питома витрата палива при різній продуктивності і т.д. (додаток А). Режимна карта котла потрібна для правильної і грамотної його експлуатації. Режимна карта котла заново складається або коригується кожні 3-5 років

Аналіз параметрів роботи котельних установок показав, що багато котлів працюють або з великими витратами енергії на роботу вентиляторів і димососів, або з обмеженнями потужності котлів, тобто максимальне навантаження котлів на 10 - 30% менше номінальної. Однією з основних причин таких обмежень потужності є недостатня продуктивність тяго дуттьових механізмів.

На прикладі реально виконаної реконструкції котла КВГМ-50 – паспортна номінальна теплова потужність 50ГКал (або 58МВт), але реальна потужність до реконструкції була 32ГКал, показано реальність збільшення теплої потужності до номінальної тобто на 18Гкал. Причиною обмеження потужності котлів в офіційному обґрунтуванні була зафіксована недостатня подача вентилятора ВДН-15.



	1	2	3	4
Паспортне	50	50	50	50
Максимальне	36,71	36,85	37,26	36,51
Мінімальне	22,52	22,96	21,85	19,95

Рис. 2 Мінімальна, максимальна і паспортна теплова потужність котлів КВГМ-50

У курсовій роботі представлено як можна підвищити продуктивність вентилятора на 20 - 40% без його заміни або основного обладнання, а тільки за рахунок вдосконалення проточних частин елементів аеродинамічного системи. При цьому питомі витрати електроенергії на роботу вентиляторів або димососів будуть зменшені в 2 рази і більше. Для отримання такого роду результатів використовується інноваційна методика проектування, яка дозволяє істотно поліпшити параметри роботи аеродинамічних систем і, отже, поліпшити конкурентоспроможність продукції проектованих технологій.

1.2 Нестача теплової потужності

За режимною картою котла визначаємо максимальне значення теплового навантаження котла Q^* [Гкал] згідно режимної карти котла, та нестачу теплової потужності ΔQ_n від номінальної теплової потужність $Q_{ном}$ згідно завдання на проектування.
Визначимо нестачу теплової потужності щодо номінальною тепловою потужність

$$\Delta Q_n = Q_{ном} - Q^* \text{, Гкал} \quad (1)$$

де

ΔQ_n – нестача теплової потужності, Гкал/ч ;
$Q_{ном}$– номінальна теплова потужність (режимна карта), Гкал/год;
Q^*– теплопродуктивність котла (режимна карта), Гкал/год.

Визначимо необхідну витрата газу для забезпечення теплової потужності котла 1Гкал/год.

$$B_г^1 = B_г^* / Q^* \text{, нм}^3\text{/год} \quad (2)$$

де

$B_г^1$–витрата газу м^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла 1 Гкал/год;
$B_г^*$– витрата газу м^3/год, (режимна карта);
Q^*– теплопродуктивність котла, Гкал/год, (режимна карта).

Визначимо необхідну витрату газу для забезпечення номінальної теплової потужності котла за даними режимної карти.

$$B_г^{100} = Q_n \cdot B_г^1 \text{, нм}^3\text{/год} \quad (3)$$

де

$B_г^{100}$– витрата газу м^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла, відповідно до режимної карти;
Q_n – номінальна теплова потужність котла, Гкал/год, (режимна карта);
$B_г^1$– витрата газу м^3/ч, для забезпечення тепловою продуктивності котла 1Гкал/год.

Визначимо наскільки необхідно збільшити витрати газу та повітря для забезпечення теплової потужності котла до номінального значення. Для цього розраховуємо кратність збільшення навантаження.

$$K = (Q_{ном} - Q^*) / Q_{ном} = \Delta Q / Q_{ном} \quad (4)$$

Головне завдання проекту реконструкції розробити економічний варіант збільшення теплової потужності котла від існуючого значення (з урахуванням обмежень потужності згідно режимної карти) до номінальної потужності котла (відповідно до значень каталогу заводу виробника).

1.3 Витрата повітря на спалювання природного газу.

Для виконання завдання зняття обмежень теплової потужності котла по дуттю або тязі необхідно розрахувати значення подачі повітря для горіння в котлі при існуючій потужності котла Q* і при номінальній потужності $Q_{ном}$. Для розрахунку зазначених величин можна використовувати формули теорії горіння.

Суть процесу горіння і умови, необхідні для повного згоряння палива. **Горіння** - це складний фізико-хімічний процес взаємодії горючих компонентів палива з окиснювачем, зокрема, горіння палива - це реакція швидкого окислення його компонентів, що супроводжується інтенсивним виділенням тепла і різким підвищенням температури. Для отримання максимального ККД, тобто для повного згоряння палива, необхідні: безперервне підведення палива і повітря в достатній для горіння кількості; хороше перемішування палива

з повітрям; висока температура в топці; достатній для горіння час перебування паливо-повітряної суміші в топці.

На відміну від твердих і рідких палив, які горіти не можуть без попереднього підігріву до температури займання, газове паливо може горіти і холодним, якщо воно перемішано з повітрям в концентраційних межах кордону займання. Таку газоповітряну суміш можна запалити іскрою, розпеченим тілом, полум'ям.

Витрата повітря на спалювання природного газу. Розглянемо реакцію горіння метану як основного компонента з числа складових природного газу: CH4 + 202 = C02 + 2H20.

З рівняння цієї реакції слід, що для окислення однієї молекули метану необхідні дві молекули кисню, тобто для повного згоряння 1 м^3 метану потрібно 2 м^3 кисню. В якості окиснювача при спалюванні палива в котельних агрегатах використовується атмосферне повітря, який являє собою складну суміш речовин, в числі яких 21 об. % 02, 78 об. % N2 і 1 об. % C02, інертних газів та ін. Для технічних розрахунків зазвичай приймають умовний склад повітря з двох компонентів: кисню (21 об. І азоту (79 об.%). З урахуванням такого складу повітря для проведення будь-якої реакції горіння на повітрі для повного спалювання палива буде потрібно повітря за обсягом в 100/21 = 4,76 рази більше, ніж кисню. Отже, для наведеної реакції горіння на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу) має бути витрачено 2 м^3 кисню або 2 • 4,76 = 9,52 м^3 повітря.

Це кількість повітря називається теоретичною витратою повітря, необхідним для повного згоряння 1 м^3 природного газу, і позначається м^3/м^3. Однак на практиці для забезпечення повного згоряння природного газу потрібно витрата повітря дещо більша, ніж теоретична.

Витрата повітря для забезпечення теплопродуктивність котла $Q_в^*$ Гкал/год, при навантаженні% від номінальної теплової потужність Гкал/год. За даними режимної карти.

$$Q_в^* = B_г^* \cdot Q_в^1 \text{ , м}^3\text{/ч} \quad (5)$$

де

$B_г^*$ – витрата газу м^3/ч, (режимна карта);

$Q_в^1$ = 9,52 м^3 / год - витрата повітря на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу);

Необхідна витрата повітря для забезпечення 100% номінальної теплової потужності котла за даними режимної карти.

$$Q_в^{100} = B_г^{100} \cdot Q_в^1 \text{ , нм}^3\text{/ч} \quad (6)$$

де

$B_г^{100}$– витрата газу м^3/ч, для забезпечення 100% тепловою продуктивності котла, відповідно до режимної карти;

$Q_в^1$= 9,52 м^3/год - витрата повітря на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу);

Аналіз параметрів роботи котла на основі даних режимної карти

Аналіз даних режимної карти котла показав, що котел не забезпечує 100% номінальної теплової потужність $Q_{ном}$ Гкал (МВт). Причиною обмеження потужності котлів на $\Delta Q_п$Гкал (МВт), недостатня подача повітря вентилятором для горіння в котлі. Для забезпечення 100% номінальної тепловою потужності котла $Q_п$ Гкал (МВт), подача вентилятора повинна бути збільшена.

Для вирішення проблеми - зняття обмежень потужності, необхідно виконати аналіз сучасних критеріїв вибору нагнітачів при проектуванні аеродинамічних систем.

2 ПРОЕКТУВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Методика проектування аеродинамічних систем та обґрунтування підбору тяго дуттьових механізмів

Існуючі правила проектування дуттьових або тягових трактів котлів передбачають виконання трьох умов або критеріїв оптимальності роботи аеродинамічних систем.

1-й критерій - це забезпечення необхідної витрати Q і;

2-й критерій - вентилятор повинен розвивати такий натиск Р, при якому забезпечується ККД з умови $\eta \geq 0{,}9\ \eta$ max вентилятора [3].

2-й критерій - вентилятор повинен мати мінімальні значення енергетичних витрат.

Тобто - головною умовою розробки проекту аеродинамічній системи є забезпечення заданої подачі - Q*. При цьому єдиним критерієм ефективності є забезпечення високого значення ККД нагнітача КПДн ≥ 0,9 КПДмах. Однак, використання ККД нагнітача для оцінки ефективності аеродинамічній системи в цілому сприяють використанню обладнання з високими початковим тиском - Р тобто з високими опорами проточних частин обладнання. Використання сучасних гідравлічних довідників або номограм спрощують розрахунок аеродинамічних систем, однак з іншого боку уніфікація фактично узаконила невиправдано високі опору проточних частин.

Для наочності вибору ТДМ за існуючими правилами проектування розроблені кілька способів подання характеристик нагнітачів [4, 5, 6]. Найбільш повно енергетичні параметри нагнітачів представляють індивідуальні розмірні характеристики вентиляторів і димососів. Однак для попереднього аналізу і вибору ТДМ розроблені зведені графіки, на яких показані робочі ділянки напірних характеристик нагнітачів при необхідних значеннях ККД (рис.3). Використовуючи зведений графік легко вибирати вентилятор по швидкості обертання електродвигуна n і розмірами робочого колеса D_2, який вказується в марці вентилятора в дециметрах.

Для аналізу варіантів вибору вентиляторів на зведеному графіку нами додатково побудована характеристика мережі $P_{мер} = f(Q)$ дуттьового тракту котла КВГМ-50, яка розрахована за формулою $P_{мер.} = \Delta P = (\sum\zeta + \sum ll|d)\ kV2 = RQ^2$ і робоча точка A_0 відповідає реальним величинам опорів дуттьових трактів котлів КВГМ-50.

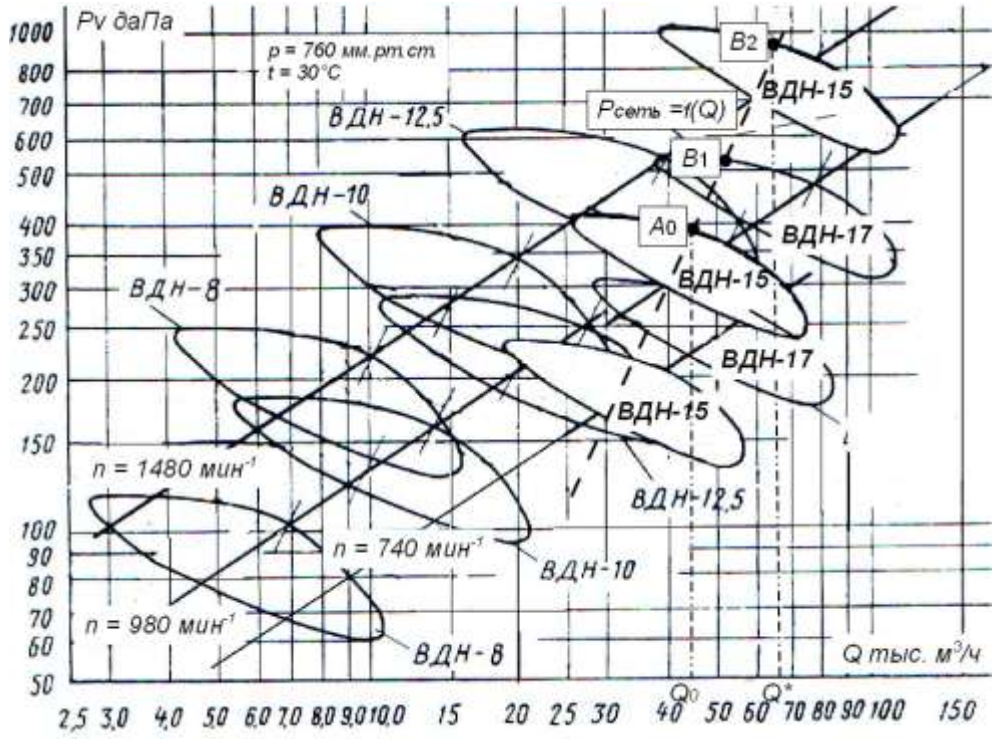


Рис. 3. Зведений графік рекомендованих параметрів роботи вентиляторів марки ВДН

За першим варіантом заміна вентилятора ВДН-15 на більший ВДН-17 дозволить збільшити подачу до робочої точки B_1, в якій подача вентилятора складе Q ≈ 52 тис.м3 / год.

Збільшення подачі є недостатньою для номінальної потужності котла (див. Табл. 1). Крім того, збільшення розмірів вентилятора призведе до підвищення витрат електричної енергії на привід.

Таблиця 1. Рекомендовані параметри вентиляторів для котлів КВГМ

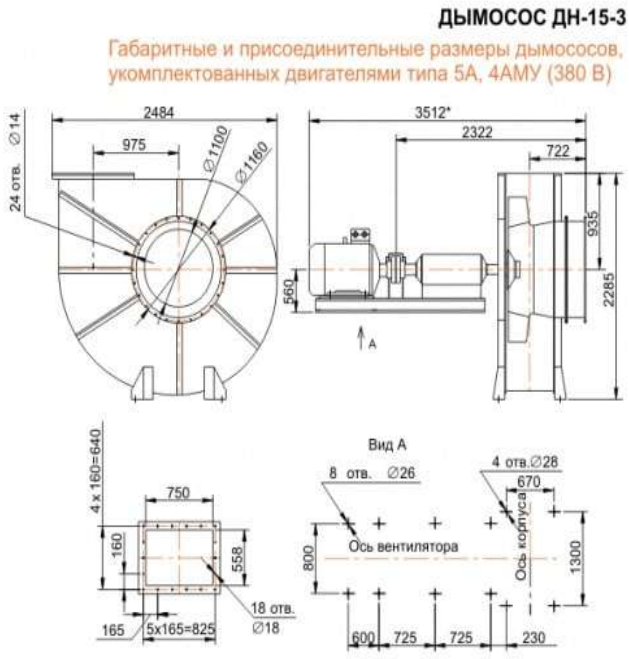
Марка котла	Подача Q* тыс. [м^3/ч]	Марка вентилятора	Мощность $N_{эл}$,[кВт]
КВГМ-6,5	8,7	ВДН-10	10,7
КВГМ-10	13,3	ВДН-10	10,7
КВГМ-20	26,8	ВДН-12,5	40,0
КВГМ-30	40,1	ВДН-15	75,0
КВГМ-50	64,3	ВДН-15	75,0

2.2. Аналіз параметрів роботи вентилятора в аеродинамічній системі

Розглянемо роботу вентилятора ВДН-15 з електродвигуном з числом оборотів n=1000об/хв, який забезпечує подачу повітря в котел Q = 42 тис. м^3/ год., при значенні ККД = 0,75 вентилятора. При цьому, витрати електроенергії на роботу електродвигуна вентилятора складають $N_{ел}$ = 48 кВт, проте теплова потужність котла при такій кількості повітря буде не достатньою. Крім того, представлення параметрів роботи аеродинамічних систем у вигляді двох напірних характеристик: напірної характеристики вентилятора і напірної характеристики мережі дає просте рішення забезпечення заданої подачі - витрати, однак створює суттєві складнощі в правильній оцінці параметрів аеродинамічних систем, тому ускладнюють правильний вибір вентиляторів і особливо димососів. На рис.4 показані енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15 з нанесенням робочої точки. Для прийняття обґрунтованого рішення щодо збільшення подачі повітря в котел слід розглянути і проаналізувати можливі варіанти реконструкції, які дозволять збільшити подачу повітря.

Технічні характеристики: Димосос ДН-15 (ВДН-15) (55/750), ісп. №3

Напруга (вольт)	380 В
Споживана потужність	55/75/250 кВт
Частота обертання, об/хв	750/1000/1500
Тип вентилятора	Димосос
Продуктивність	13,9 – 57,74 тис. м^3/год
Електродвигун	АИР 280 S8
Виконання	3
Макс. темп. переміщуваного повітря	250 °С



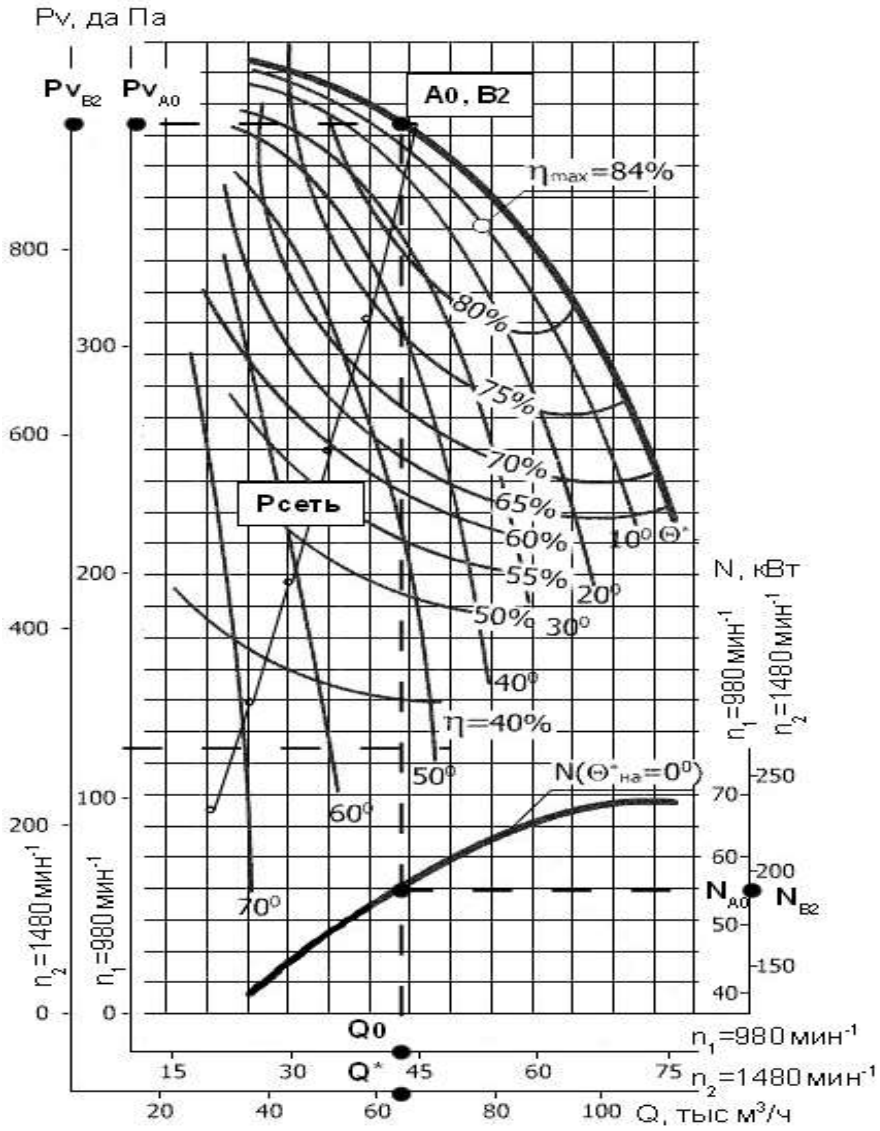


Рис 4. Енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15

3 АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ РЕКОНСТРУКЦІЇ ТА ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ СИСТЕМИ

Для вибору варіантів реконструкції котла КВГМ виконаємо аналіз параметрів роботи вентилятора ВДН-15 і витрат енергії на його привід використовують формулу перерахунку потужності подібних вентиляторів при зміні основних параметрів [5, 6].

$$N_1 = N_0 \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{\eta_0}{\eta_1} \tag{7}$$

Аналіз зміни витрат енергії на роботу вентилятора з використанням формули 2 показав, що збільшення продуктивності вентилятора за рахунок його заміни на більший, призводить до підвищення витрат на привід пропорційно 5-го ступеня відносини діаметрів робочого колеса. А збільшення продуктивності вентилятора за рахунок підвищення швидкості обертання призводить до збільшення витрат енергії на привід пропорційно 3-го ступеня зростання числа обертів. Тому сьогодні пріоритетним вважається варіант збільшення подачі ТДМ шляхом заміни електродвигуна вентилятора з метою збільшення швидкості його обертання.

На рис. 4 показані енергетичні характеристики димососа Дн-15, побудовані на основі випробувань на стенді заводу-виробника. Характеристики побудовані таким чином, при незмінній характеристиці мережі $P_{мер} = f(Q)$ (постійному опорі аеродинамічній системи $R_{мер}$) однозначно показує зміну параметрів роботи димососа або вентилятора при зміні швидкості обертання електродвигуна.

При збільшенні оборотів робочого колеса від $n_1 = 1000$ хв$^{-1}$ до $n_2 = 1500$ хв$^{-1}$ подача повітря збільшується з $Q_0 \approx 42$ тис.м^3/год до величини $Q^* = 62$ тис.м^3/год). ККД вентилятора при подачі Q^*, що забезпечує номінальну потужність котла, залишається незмінним і прийнятно високим $\eta_{вент}A_0 = \eta_{вент}B = 0{,}825$. Однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються з $N_A = 47$ кВт до величини $N_B > 160$ кВт, тобто більш ніж в два рази. Таким чином, при збільшенні швидкості обертання електродвигуна виникає протиріччя між збереженням високого значення ККД вентилятора при значному підвищенні витрат енергії на привід в 3,27 рази для збільшення подачі повітря в котел в 1,48 рази.

Для усунення зазначеного протиріччя при виборі ТДМ крім ККД вентилятора запропоновано використовувати коефіцієнт питомих витрат енергії вентилятора k_N, який визначається як відношення витрат на привід N до відповідної подачі Q.

$$k_N = N / Q \tag{8}$$

Введення коефіцієнта питомих витрат k_N дозволяє виконувати другу умову щодо оптимізації вибору ТДМ - зниження витрат енергії на привід нагнітачів. Розрахунки коефіцієнта k_N показали, що збільшення подачі шляхом збільшення швидкості обертання вентилятора є енерговитратним - при збільшенні подачі повітря в 1,48 рази, питомі витрати підвищилися від величини $k_{N(A)} = 1{,}25$ до $k_{N(B)} = 2{,}77$. Таке непропорційне підвищення витрат потужності на дуття пояснює причину того, що вже більше 20 років склалася ситуація з обмеженнями потужності котлів вирішується або істотним збільшенням питомих витрат потужності на привід ТДМ, або для продовження експлуатації котельних установок обґрунтовують причини обмежень потужності котлів по тязі або дуттю.

3.1 Збільшення діаметра робочого колеса. І - варіант реконструкції.

Заміна вентилятора ВДН-15 ($d_2 = 1{,}5$м) на вентилятор з більшим діаметром робочого колеса ВДН-17 ($d_2 = 1{,}7$ м) забезпечує збільшення подачі повітря в котел, однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються пропорційно 5-го ступеня збільшення діаметра. Збільшення діаметра робочого колеса з $(d_2)_0$ до d_2.

Перерахунок аеродинамічних характеристик вентиляторів на інші частоти обертання, діаметри робочих коліс і щільності переміщуваного газу без поправок, що враховують зміна числа Рейнольдса і вплив стисливості, проводять за формулами:

З формули перерахунку визначимо необхідний діаметр робочого колеса, м

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{(d_2)}{(d_2)_0}\right)^3 \qquad d_2 = (d_2)_0 \cdot \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^{1/3} \tag{9}$$

Потужність вентилятора, к Вт

$$\frac{N}{N_0} = \frac{d^5}{d_0^5}; \qquad N = N_0 \frac{d^5}{d_0^5}; \tag{10}$$

де

Q_0, Q – подача (існуючого) нагнітача, подача підібраного нагнітача з більшим діаметром робочого колеса, $м^3/с$;

$(d_2)_0$, d_2 – діаметр робочого колеса (існуючого) нагнітача, діаметр робочого колеса підібраного нагнітача, м;

Висновок по 1-му варіанту.

У цьому випадку буде збільшена подача до $Q_в^{100}$, ККД вентилятора 80-85%, однак збільшиться потужність електродвигуна, кВт. Незважаючи на високе значення ККД такий варіант забезпечення котла повітрям неприйнятний через високі витрати електроенергії на власні потреби, а також витрат на придбання дорогого устаткування.

3.2 Збільшення числа оборотів робочого колеса. II – варіант реконструкції

Збільшення числа оборотів робочого колеса до n_i = 1500 об/хв. з заміною електродвигуна.

Необхідну подачу $Q_в^{100}$ вентилятор з максимальним ККД може забезпечити при оборотах n = 1500 об/хв.. При таких оборотах робоча точка параметрів знаходиться в зоні оптимальних параметрів, де ККД = 83%, при цьому витрати електроенергії складуть Nел=160кВт (рис.4). Використовуючи характеристики вентилятора ВДН-15 (Додаток В) можливо виконати аналіз варіантів вирішення завдання збільшення подачі повітря в котел.

Для цього побудуємо характеристики вентилятора ВДН-15 – основного елемента системи і характеристики мережі – другорядних елементів системи для 2-го варіанту реконструкції. Для побудови характеристик та визначення робочої точки до таблиці 1 заносимо данні характеристики вентилятора та мережі.

Гідравлічний опір мережі залежить від його геометричних параметрів та витрати газу, який переміщується по проточному тракту. Традиційно при розрахунку дуттьового тракту слід визначити тиск повітря при заданій витраті. Тиск повітря визначається з урахуванням втрат тиску на подолання опорів дуттьового тракту, необхідно пам'ятати, що насправді йдеться про втрати енергії потоку. Одиниця втрат енергії, виражених в питомих величинах (віднесених до обсягу), збігається з одиницею тиску. Наприклад, в системі СІ одиниця тиску Паскаль (Па) відповідає $Н/м^2$, отже, $Н·м/м^3$.

$$\Delta P = R_i \cdot \left(Q_в^*\right)^2 \tag{11}$$

де

ΔP – втрати тиску на подолання опорів повітряного тракту, м;

R_i – коефіцієнт, який характеризує геометричні параметри повітряного тракту (опір сталий для даної мережі);

$Q_в^*$ – подача повітря вентилятором, яка проходить через проточний тракт (продуктивність), $м^3/год$.

Графік рівняння (11) називається характеристикою мережі. Звідки визначимо коефіцієнт опір повітряного тракту в робочій точці (рис.5) за рівнянням

$$R_i = \Delta P / Q_в^{*2} \tag{12}$$

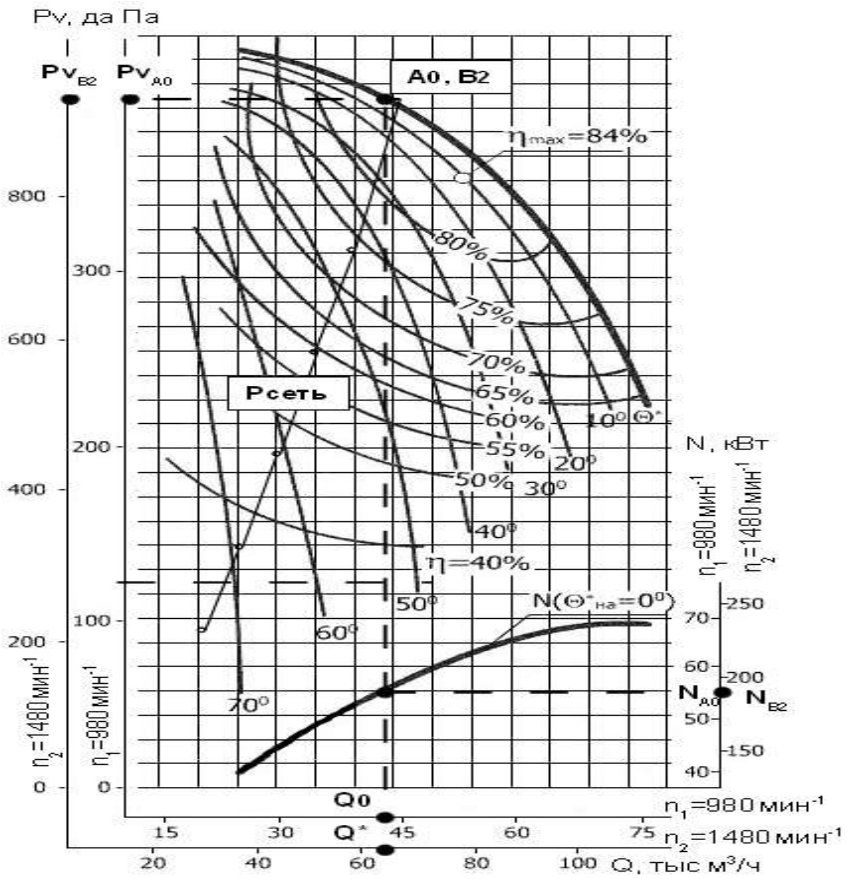


Рис 5. Енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15

За рівнянням (11) визначаємо витрати тиску в проточному тракті та заносимо отримані данні до таблиці 1.

Таблиця 1.

$Q_в^*$, м^3/год., подача n_i = *1000 об/хв.*														
P_v, даПа., тиск n_i = *1000 об/хв.*														
$Q_в^*$ м^3/год. подача з n_i = *1500 об/хв.*														
P_v, даПа., тиск n_i = *1500 об/хв.*														
R_i коефіцієнт опорів														
$\Delta P = R_i \cdot \left(Q_в^*\right)^2$, даПа., втрати тиску														

Перетин характеристики мережі з характеристиками вентилятора визначить робочі точки параметрів до і після реконструкції (рис.6). Побудову характеристик виконуємо на основі математичної моделі реалізованої за допомогою засобів комп'ютерної програми «VBA Visual Basic Applications» спрощеного мови VB вбудована в лінійку продуктів Microsoft Office.

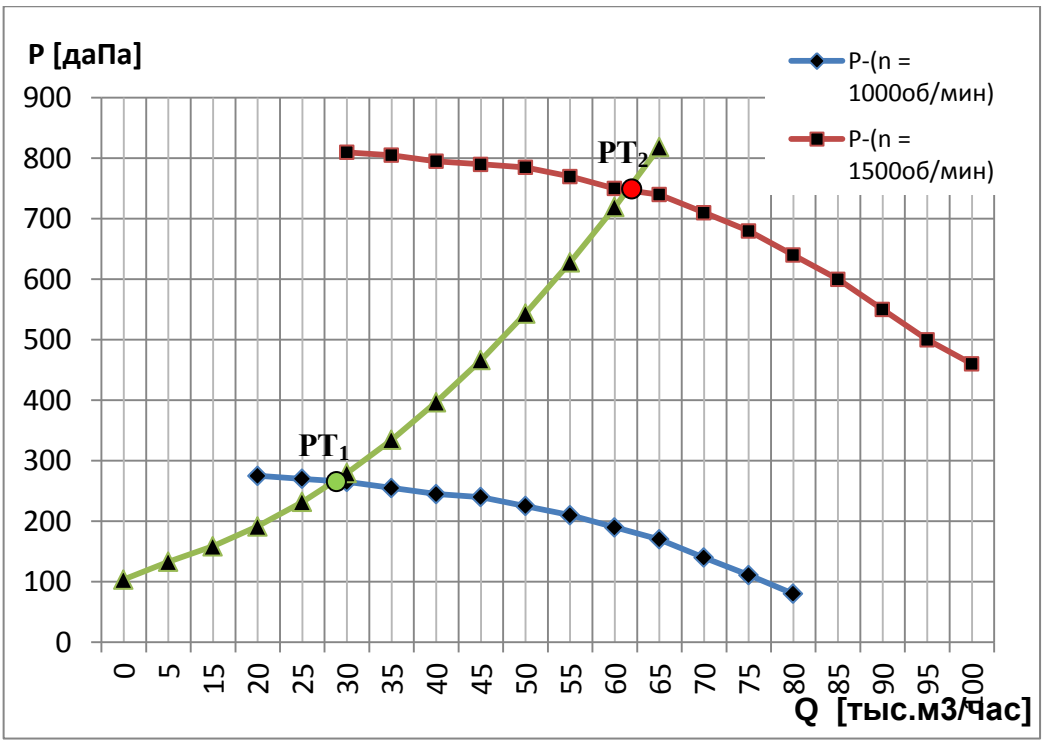


Рис 6. Чисельна модель характеристик повітряного тракту котла КВГМ-50 з вентилятором ВДН-15 до і після реконструкції (2- варіант)

Уявлення параметрів роботи аеродинамічних систем у вигляді двох напірних характеристик: напірної характеристики вентилятора і напірної характеристики мережі дає просте рішення забезпечення заданої подачі - витрати, однак створює суттєві складнощі в правильній оцінці параметрів аеродинамічних систем, тому ускладнюють правильний вибір вентиляторів і особливо димососів.

Висновок по 2-му варіанту.

Незважаючи на високе значення ККД такий варіант забезпечення котла повітрям неприйнятний через високі витрати електроенергії на власні потреби. Сьогодні не існує коефіцієнта, який однозначно підтверджує висновок про неприпустимість використання вентилятора з такими високими витратами потужності.

3.3 Збільшення подачі без заміни вентилятора або електродвигуна за рахунок коригування аеродинаміки. III – варіант реконструкції.

Енергозберігаючий варіант збільшення подачі без заміни вентилятора або електродвигуна за рахунок коригування аеродинаміки у другорядних елементах дуттьового тракту. Для збільшення подачі повітря, по енергозберігаючому 3-му варіанту реконструкції, при якому режим роботи вентилятора не змінюється, а лише за рахунок зниження опорів повітряного тракту і зниження напору в системі, подача повітря в котел збільшується більш ніж на 20%. Проведемо аналіз опорів дуттьового тракту по енергетичній характеристиці вентилятора (рис.7).

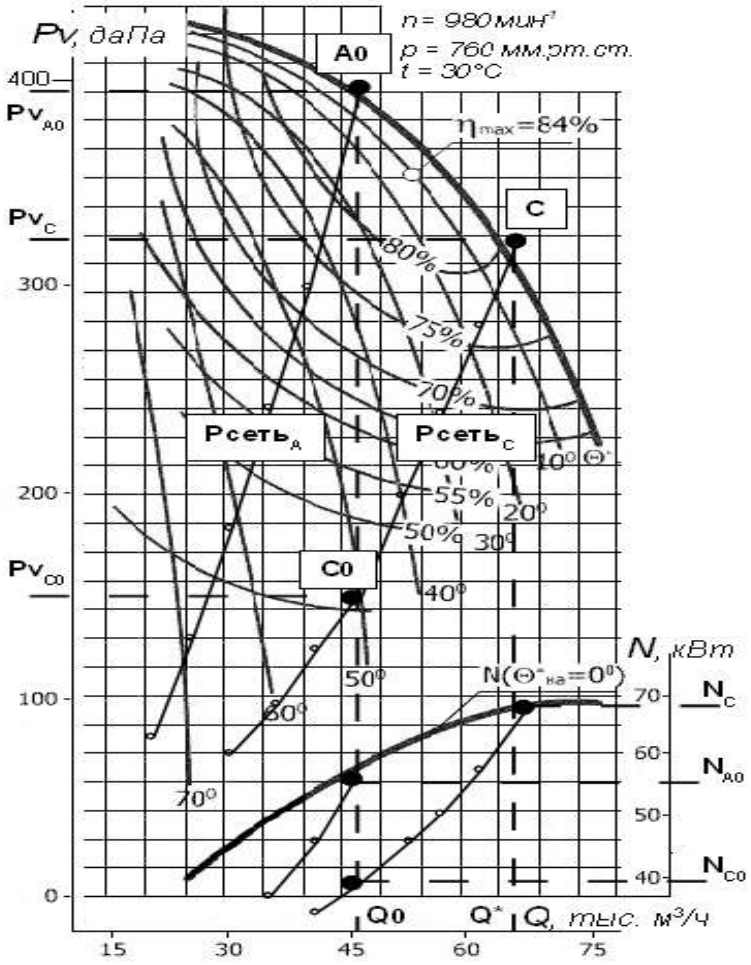


Рис 7. Параметри дуттьового тракту котла КВГМ-50 до та після реконструкції с вентилятором ВДН-15 n = 980об/хв. (3-варіант)

Після коригування аеродинаміки елементів дуттьового тракту котла КВГМ-50 при повністю відкритих напрямних апаратах (при максимально можливої продуктивності вентилятора) на новій характеристики мережі $P_{сеть\ с}$ видно, що подача збільшена до необхідної величини Q * ≈ 65 тис.м^3 / год.

Позитивним результатом зниження опорів в дуттьовому тракті є зниження коефіцієнта питомих витрат на привід вентилятора від $k_{N.}A_0$ = *1,2*в точці A_0 до $k_{N.}C$ = *1,05* в точці С. Однак, вимагає аналізу зменшення ККД вентилятора від $\eta_{вент}A_0$ = 0,825 до $\eta_{вент}C$ = 0,79.

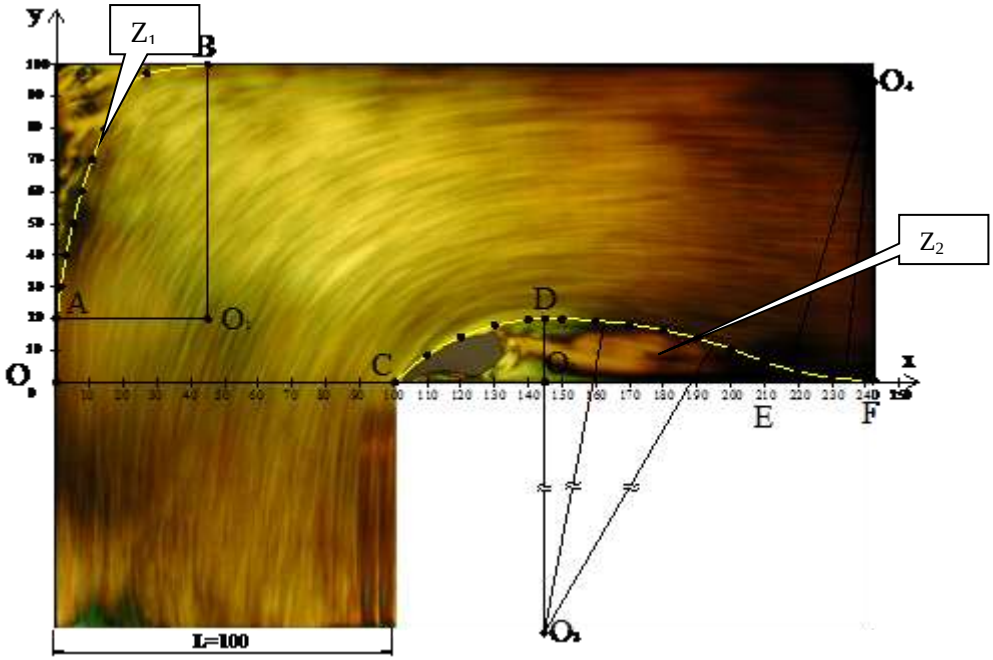
Таблиця 2. Зміна параметрів дуттьового тракту котла КВГМ-50 при різних варіантах збільшення подачі вентилятора ВДН-15

Найменування	Визначення	Розмірність	До реконструкції	Збільшення обертів	Коригування Аеродинаміки	
			Точка A_0	Точка B_2	Точка C_0	Точка С
Максимальна потужність котлу	N_T Q_T,	МВт Гкал	40 34,5	58 50	40 34,5	58 50
Подача вент-ра	*Q*	10^3 м^3/ч	45	65	45	65
Число обертів	*N*	мин$^{-1}$	980	1480	980	980
ККД вент.		%	0,825	0,825	0,47	0,79
Витрати вент.		кВт	55	180	39	68
Питомі витрати		Вт/м^3	1,2	2,77	0,87	1.05

Важливим результатом реконструкції є економія електроенергії на привід вентилятора в усьому діапазоні зміни навантаження котла. Так, наприклад, при зменшенні теплової потужності котла до $N_m = 40$ *МВт* і зниженні подачі вентилятора до $Q_{C0} = 45$ тыс.м^3/год, витрати енергії на привід складуть $N_{C0} = 39$ кВт. Тобто, економія витрат енергії на дутті після реконструкції при навантаженні котла 40МВт складе $\Delta N = N_{A0} - N_{C0} = 55 - 39 = 16$ *кВт*, а коефіцієнт питомих витрат на подання в точці C_0 зменшиться до величини $k_{NC0} = 0{,}87$. Аналіз зміни параметрів дуттьового тракту котла КВГМ- 50 з вентилятором ВДН- 15 при різних варіантах збільшення подання повітря в котел показані в таблиці 2. Робоча точка A_0 відповідає параметрам до реконструкції. Робоча точка B_2 - відповідає другому варіанту збільшення подання за рахунок заміни електродвигуна і збільшення оборотів вентилятора ВДН- 15 до $n_2 = 1480$ хв$^{-1}$. Робочі точки C_0 і C характеризують параметри вентилятора і дуттьового тракту після коригування аеродинаміки дуттьового тракту і новій сумарній пониженій величині опору тракту R при навантаженні котла 40 МВт і 58 МВт відповідно.

3.4 Реконструкція дуттьового тракту, зниження опорів дуттьового тракту

Зниження опорів дуттьового тракту виконується на основі методу візуальної діагностика структури потоку. Суть методу візуальної діагностики структури потоку така: Візуальні дослідження потоків проводяться в спеціальній моделі. Для цього як би «вирізаємо» характерне перетин в реальному проточної частини обладнання і просвічує поляризованим світлом оптично активної рідини, яка рухається в моделюючому пристрої, що імітує характерний профіль проточної частини досліджуваного обладнання. За інтенсивністю освітленості в кожній точці потоку (по темних і світлих ліній або областям однорідної освітленості) можна судити про швидкість руху рідини в проточній частині досліджуваного обладнання. Зображення дозволяють діагностувати причини високих величин гідравлічних опорів. Зони відриву потоку від стінок Z і вихрові області які є причиною втрат енергії. На рис. 8 представлений аналіз дисипативних зон повороту, що показують області максимальних втрат напору.

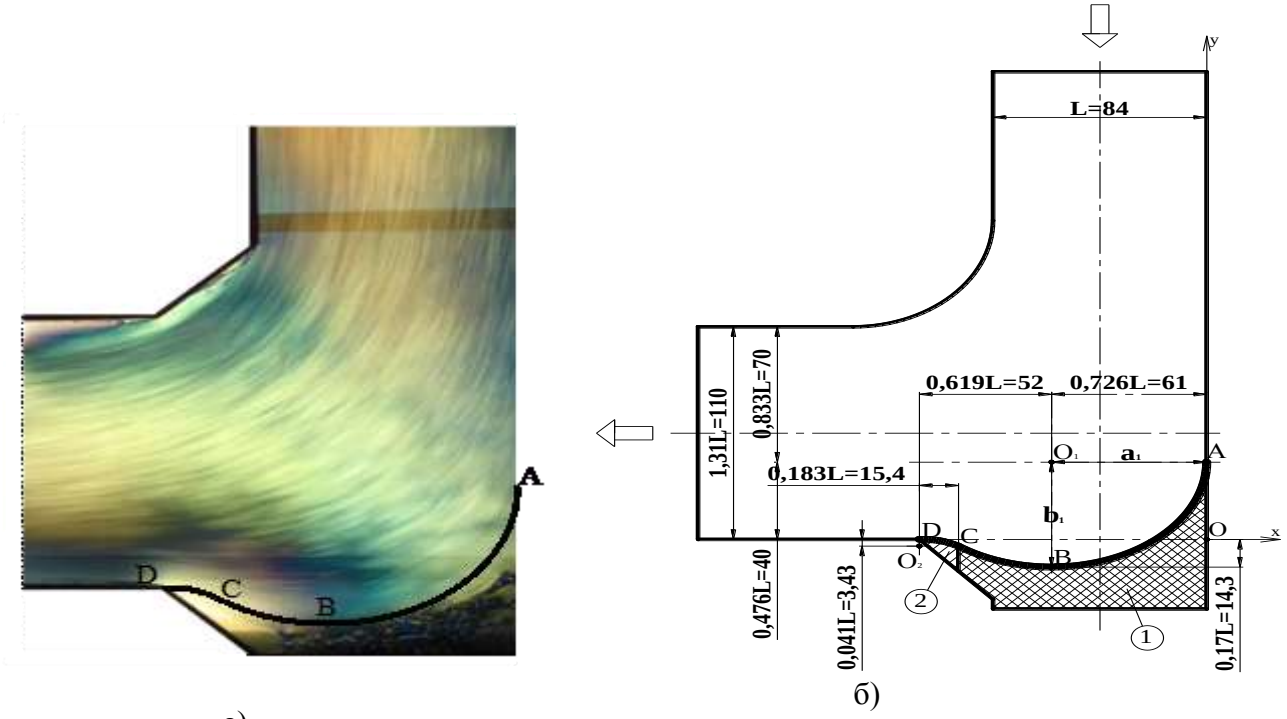


Z_1 , Z_2 - дисипативні зони (зони втрат тиску)

Рис 8. Візуальна діагностика структури потоку з метою зниження опорів.

Отримані зображення дозволили визначити траєкторію граничних ліній неактивних зон, їх розміри (рис. 8) і розбити на ділянки за характерними ознаками для опису їх відповідними математичними виразами і для створення універсальної математичної моделі.

Важливим елементом ТДС котлів є вхідні патрубки вентиляторів і димососів. Для виявлення дисипативних зон виконана візуальна діагностика потоку у вхідному патрубку вентилятора ВДН, Аналіз зображень на рис 9.а показав зони відриву в близькості робочого колеса, що негативно впливає на параметри роботи вентиляторів і димососів і аеродинамічній системи в цілому.



а) б)

а - візуальна діагностика структури потоку;
б - геометрія безвідривного течії вхідного патрубка вентилятора.
Рис.9. Розробка нової геометрії вхідного патрубка вентилятора.

Вхідний патрубок

За результатами експериментальних досліджень розроблені вставки-лекала для заміщення диссипативних зон у вхідному патрубку вентилятора ВДН- 15. Для усунення зон відриву потоку від стінок патрубка розробляються вставки - лекала, які заміщають дисипативні зони (рис. 9б). Це дозволяє розробити геометрію проточних частин, при якій рух потоку буде безвідривним, і за рахунок цього забезпечити менше значення опору вхідного патрубка вентилятора. Монтаж вставок - лекал повинен відповідати реальній геометрії вхідного патрубка і структуру потоку.

Рис.10. Монтаж вставок у вхідному патрубку вентилятора

Вимірювання аеродинамічних параметрів вхідного патрубка вентилятора показали, що після усунення дисипативних зон, опір повороту потоку у вхідному патрубку при числах Рейнольдса Re> 105 знизилося з $\zeta = 1{,}27$ до $\zeta = 0{,}23$.

Також було виконано коригування аеродинаміки в поворотах потоку на 90º. Установка вставок, що усувають дисипативні зони дозволила знизити опору поворотів потоку на 90º більш ніж в 4 рази.

Реконструкція дуттьового тракту по 3 варіанту з метою зниження опорів забезпечила:

- опір поворотів знижено з 1.27 до 0,23,
- пальник РГМГ з опором 8,5 замінена на пальник типу СНТ з опором 2,7,
- модернізація вхідного патрубка вентилятора дозволила знизити опір 2,7 до 1,4. Таким чином, вставки, які заміщають дисипативні зони Z, істотно поліпшують гідравлічні і акустичні характеристики проточних частин.

Отримані результати дозволяють знизити втрати напору в дуттьовому тракті на 20-40%.

3.5 Аналіз параметрів роботи по 3-му – варіанту реконструкції

Використовуючи Р-модель представлення параметрів роботи аеродинамічній системи виконаємо аналіз варіантів вирішення завдання забезпечення подачі повітря в котел (рис.11). Для цього побудуємо характеристики вентилятора ВДН-15 - основного елемента системи і характеристики мережі - другорядних елементів системи для **3-го варіанта** реконструкції. Перетин характеристики мережі з характеристиками вентилятора визначать робочу точку параметрів до і після реконструкції.

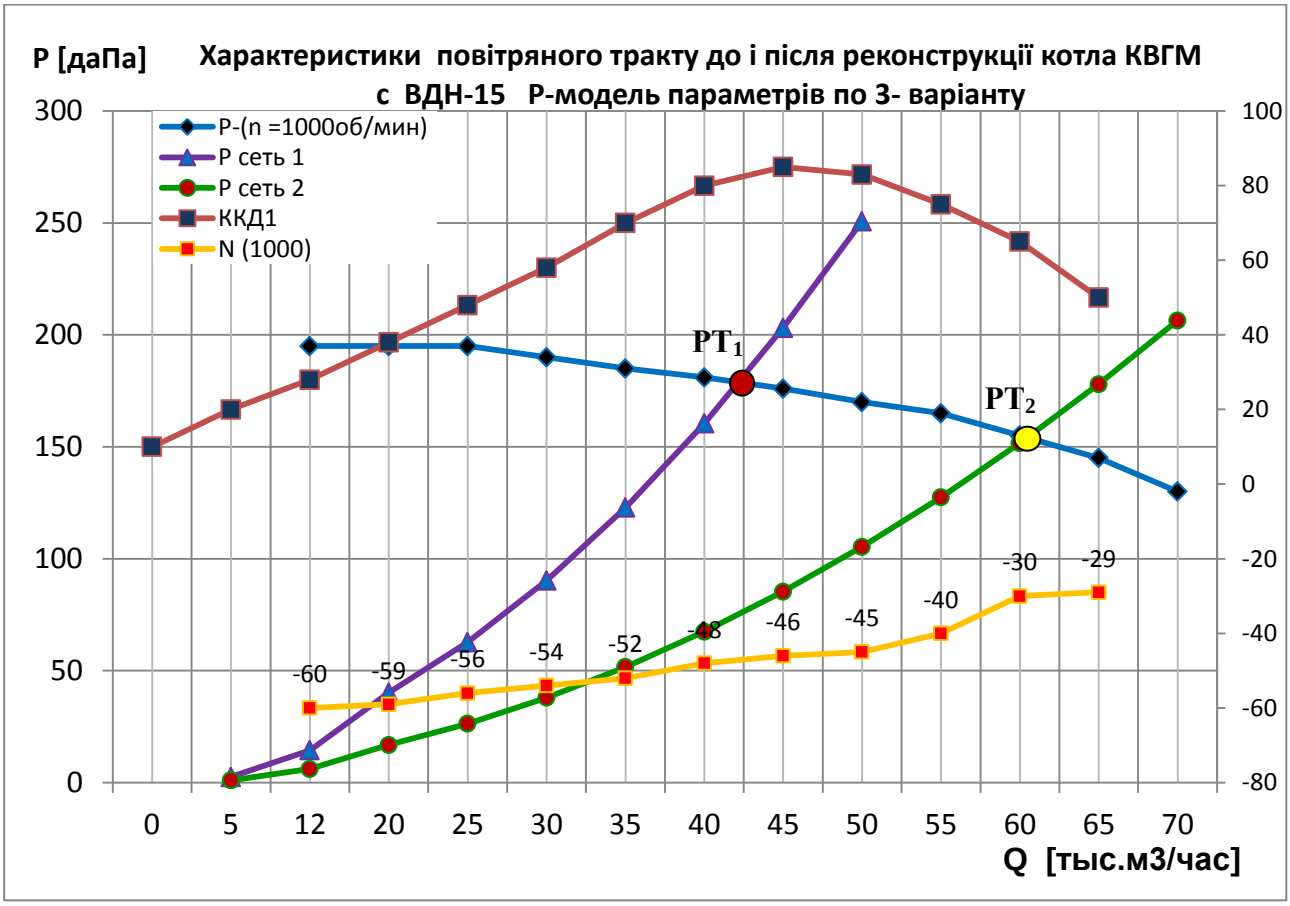


Рис 11. Р модель характеристик повітряного тракту котла КВГМ-50 з вентилятором ВДН-15 до і після реконструкції (3- варіант)

Висновок по 3- варіанту реконструкції

Отримані результати дозволили знизити втрати напору в дуттьовому тракті, що дозволяє забезпечити більшу подачу вентилятора ВДН-15 з оборотами n = 1000об/хв.

3.6 Порівняльний аналіз варіантів реконструкції

Для коректного подання параметрів роботи дуттьового тракту і оцінки ефективності подачі повітря запропоновано: Р-Модель параметрів системи та показник ефективності роботи системи в цілому. Характеристики тиску в дуттьовому тракті з вентилятором ВДН-15 показують реальні величини тиску в напірної частини після вентилятора і відповідають показаннями манометра, а також показують реальні величини розрядження - вакууму перед вентилятором і відповідають показаннями вакуумметра. Характеристики такого виду дозволяють в період експлуатації діючого енергетичного обладнання аналізувати зміни реальних параметрів на основі приладів вимірювання та розробляти і обґрунтовувати наслідки різного роду реконструкцій націлених на зміни ефективності.

Для аналізу ефективності запропоновано використовувати коефіцієнт питомих витрат енергії на організацію подачі нагнітачів - k, який розраховується як відношення витрат електричної енергії $N_{ел}$ до величини подачі Q.

$$k = N_{ел} / Q = кВт/м^3 \quad (13)$$

де

$N_{ел}$ - витрат енергії, кВт;

Q – подача вентилятора, $м^3$/год

При використанні вентилятора ВДН-15 з оборотами 1000об/хв для забезпечення подачі 50 тис. $м^3$/год, питомі витрати складуть k = 1,5 $кВт/м^3$, при використанні цього ж вентилятора з оборотами 750об/хв., питомі витрати потужності при заданій подачі 50 тис $м^3$/год будуть зменшені до k = 0,55 $кВт/м^3$. Таким чином, запропонований коефіцієнт k коректніше відображає ефективність роботи дуттьового тракту, ніж відомий показник ККД вентилятора. Новий показник питомих витрат не означає заміни ККД, який є незамінним при розрахунку реальних значень потужності електродвигуна вентилятора. Представлення параметрів роботи дуттьового тракту і оцінки ефективності подачі повітря наведено на рис. 11, рис. 12.

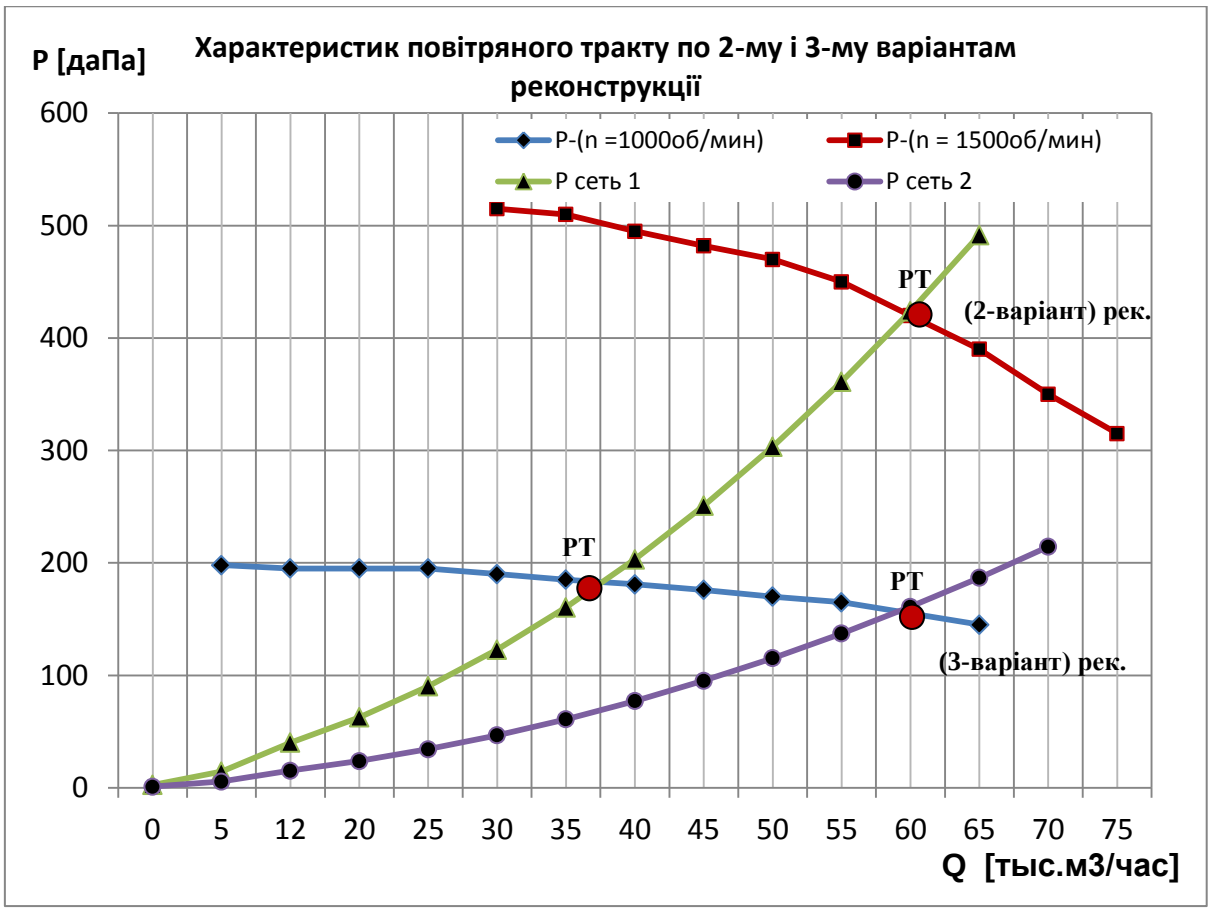


Рис.12 Р-Модель параметрів дуттьового тракту котла КВГМ з ВДН-15 по 2-му і 3-му варіантам реконструкції

Висновок

На основі порівняльного аналізу трьох варіантів реконструкції найбільш ефективнішою та економічною виявився третій варіант реконструкції. 3- варіант реконструкція дуттьового тракту дозволив знизити втрати напору в дуттьовому тракті, що дозволяє забезпечити більшу подачу вентилятора ВДН-15 з оборотами n = 1000об/хв., без додаткових затрат на заміну вартісного обладнання. Запропонований коефіцієнт k коректніше відображає ефективність роботи дуттьового тракту, та підтверджує ефективність 3 – варіанту реконструкції.

4. ЦИФРОВА МОДЕЛЬ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК НАГНІТАЧІВ І АЕРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

4.1 Теоретична побудова характеристик тиску вентилятора.

У другій частині розрахунку визначаються реальні параметри руху і відповідно характеристики роботи вентилятора на основі граничних параметрів, обчислених з використанням моделі енергії робочого колеса і обліку втрат тиску в проточній частині вентилятора.

Співвідношення величин гранично можливої швидкості u_2 і реальної швидкості v_2, що визначають досконалістю структури потоку в проточній частині між лопатями робочого колеса. Істотне значення мають кінематичні показники: величини і напрямки швидкостей, прискорення. В першу чергу траєкторія руху (лінії струму) повинні відповідати геометрії проточної частини робочого колеса. І по-друге, необхідно враховувати позитивний або негативний вплив структури потоку, яке може бути

виражено величиною коефіцієнтів гідравлічних (аеродинамічних) опорів елементів проточних частин.

Можна припустити, що для будь-якого кута β_2, шляхом вдосконалення гідроаеродинаміки потоку можна домогтися мінімальних величин гідравлічних (аеродинамічних) опорів і відповідно забезпечити високу ефективність роботи нагнітача.

Побудова характеристик вентилятора проводиться за аналогією з традиційною методикою побудови пропускної здатності мережі. Тільки, якщо для побудови напірної характеристики мережі до величини геометричній висоти підйому Нг додають величини втрат напору h_{wc}, то для побудови характеристики тиску вентилятора від величини теоретично граничного тискуP_m (розрахованого для вихідного перетину робочого колеса вентилятора) будемо віднімати втрати тиску (енергії) в проточних частинах від початку аеродинамічної (гідравлічної) системи до місця вимірювання тиску на напірному патрубку вентилятора (робочої точки вентилятора).

$$P = P_m - h_w \tag{14}$$

Приклад теоретичного побудови характеристики вентилятора ВДН представлений на рис. 10. Вихідними величинами для теоретичної побудови характеристики тиску вентилятора є граничний тискP_m, розрахований на основі моделі енергії обертання робочого колеса дорівнює:

$$P_m = k\rho V_{к.р.к.}^2 = k\rho\left(\frac{\pi Dn}{60}\right)^2 \tag{15}$$

Втрати тиску (енергії) можна розділити на 3 частини:

- втрати тиску (енергії) до точки вимірювання тиску на вході;
- втрати тиску в робочому колесі вентилятора;
- втрати тиску за робочим колесом вентилятора до напірного манометра.

Характеристику тиску вентилятора можна отримати, використовуючи наступну методику побудови. Від граничної величини тискуP_m віднімаємо втрати тиску в проточній частині вхідного патрубка. Далі, віднімаючи другу частину втрат тиску $h_{w0\text{-}2}$, будуємо характеристику тиску параметрів в точці 2 - вихідний кромки робочого колеса вентилятора. Відбираючи третю частину втрат тиску h_{w2}-PT_H, отримуємо характеристику тиску вентилятора. Отримана теоретична характеристика тиску в достатній мірі збігається з характеристикою тиску вентилятора ВДН-15 з каталогу [8. 9.].

$$P_{вент}^{нап} = P_m - h_{двс} - h_{wвв} - \sum h_{w0-PTнас} \tag{16}$$

Повний тиск в перерізі після напірної засувки позначимо як $P_{мер.нап}$- повний тиск початкової ділянки мережі:

$$P_{сеть}^{нап} = P_{вент}^{нап} - h_{wн.в} \tag{17}$$

де

$h_{w.н.в}$.- втрати тиску в напірної засувки.

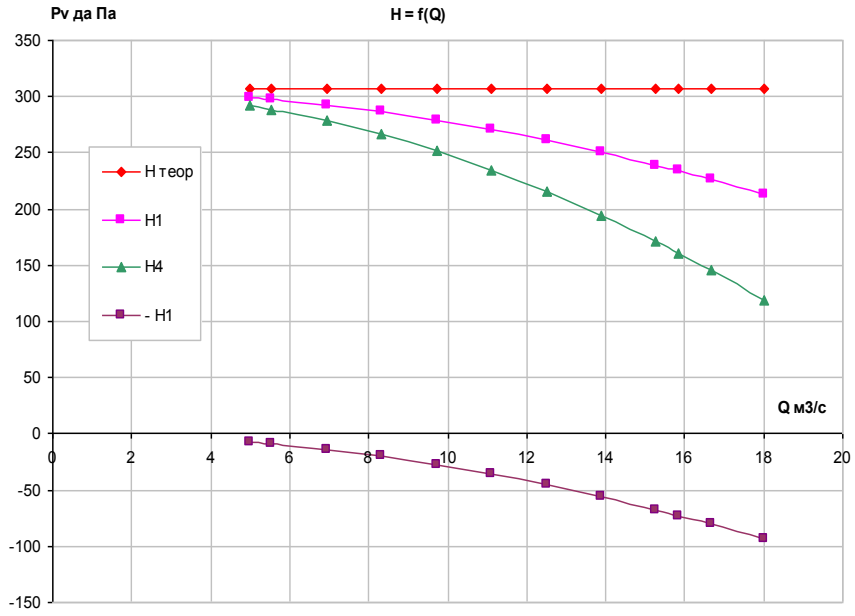


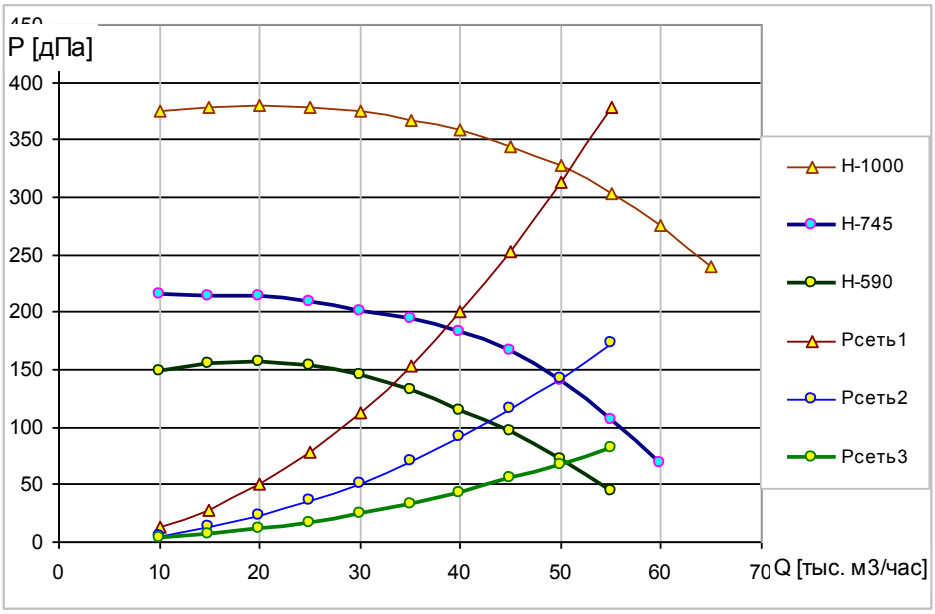
Рис. 13. Теоретичний тиск вентилятора.

Верхня червона лінія відповідає граничному теоретичному тиску, який розраховується за формулою (15).

Віднімаючи від граничного тиску втрати тиску вхідної ділянки аеродинамічної системи (від початку системи до точки вимірювання тиску на вході у вентилятор) будуємо характеристику як у зоні тиску Н-1 (або Р1), так і в зоні розрядження Р1 = - 80 мм. вод ст. (або даПа);

Зелена характеристика враховує втрати тиску в проточній частині робочого колеса вентилятора (втрати від перетину, де встановлено вакуумметр до перетину за вентилятором в місці установки манометра.

Використовуючи Н-модель представлення параметрів роботи аеродинамічній системи виконаємо аналіз варіантів вирішення завдання забезпечення подачі повітря в котел. Для цього побудуємо характеристики вентилятора ВДН-15 - основного елемента системи і характеристики мережі - другорядних елементів системи.



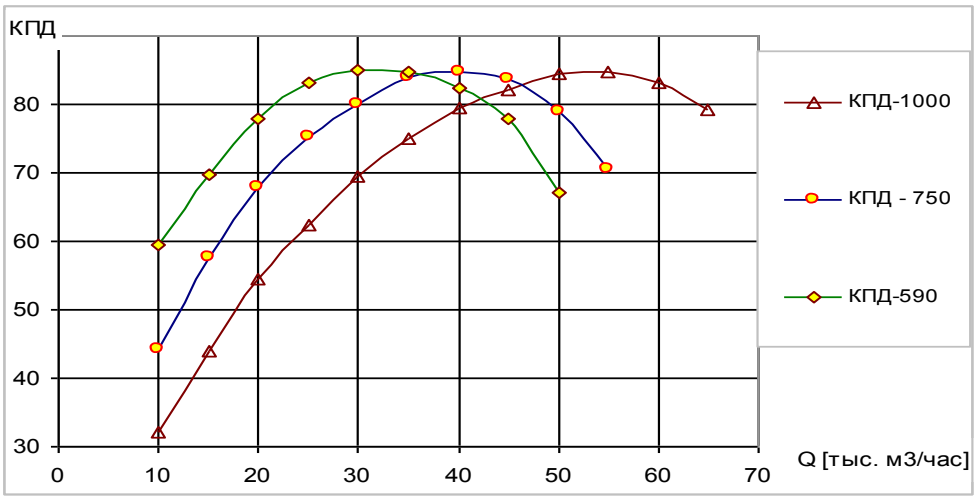


Рис.14. Н модель характеристик повітряного тракту котла КВГМ-50 з вентилятором ВДН-15 до і після реконструкції
а) характеристик ККД і напірні характеристики; б) характеристика електричної потужності.

Для коректного подання параметрів роботи дутьевого тракту і оцінки ефективності подачі повітря запропонована Р-Медель параметрів системи і вдосконалити показник ефективності роботи системи в цілому.

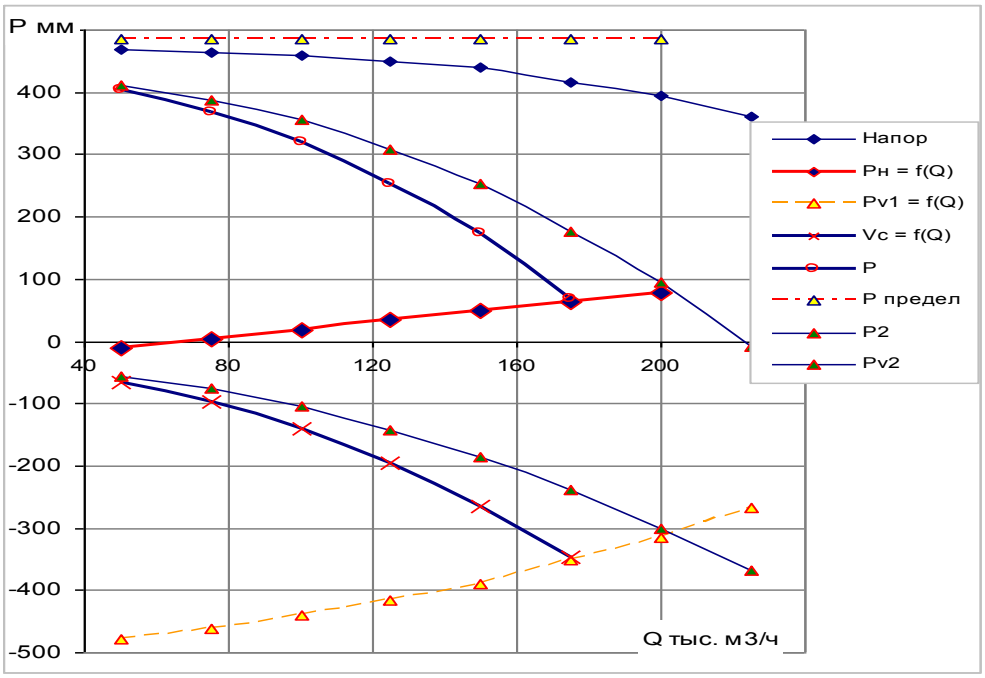


Рис.15. Р-модель параметрів дуттєвого тракту котла КВГМ з ВДН-15

Характеристики тиску в дуттьовому тракті з вентилятором ВДН-15 з оборотами n=750об/хв показують реальні величини тиску в напірної частини після вентилятора і відповідають показаннями манометра, а також показують реальні величини розрядження - вакууму перед вентилятором і відповідають показаннями вакуумметра. Характеристики такого виду дозволяють в період експлуатації діючого енергетичного обладнання аналізувати зміни реальних параметрів на основі приладів вимірювання та розробляти і обґрунтовувати наслідки різного роду реконструкцій націлених на зміни ефективності.

5. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Завдання на виконання курсовоїроботи:

Реконструкція котельної Южная-2

Обладнання: водогрійні котли КВГМ-50

Проблема: обмеження теплової потужності

Мета: зняття обмежень теплової потужності за для збільшення теплової продуктивності та енергозбереження

Завдання для розробки проекту реконструкції

1. Виконати аналіз параметрів роботи аеродинамічній системи котла на основі режимної карти основних параметрів його роботи;

2. Розрахувати подачу нагнітача, необхідну для забезпечення тепловою потужністю котла; Визначити подачу нагнітача до реконструкції;

3. Розглянути можливі варіанти реконструкції;

4. Розрахувати сумарний опір аеродинамічній системи - мережі (до і після реконструкції);

5. Розрахувати параметри роботи нагнітача і системи (мережі) в поле напірних характеристик нагнітача з каталогу (до і після реконструкції);

6. Розрахувати цифрову модель параметрів роботи аеродинамічній системи і показники ефективності до реконструкції;

7. Розробити критерії оцінки варіантів реконструкції;

8. Сформувати зведену таблиці енергетичних і економічних показнику роботи аеродинамічній системи при різних варіантах реконструкції.

Аналіз параметрів роботи аеродинамічній системи котла на основі режимної карти основних параметрів його роботи

«Утверждаю»
Главный инженер
КП «Теплоснабжение
города Одессы»
А.В. Михайлов

_____ 2015 г.

Режимная карта
водогрейного котлаКВГМ – 50 ст. № 4 рег. № 4742
котельной "Южная - 2"
Топливо – природный газ.

№ п\п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузки котла %				
				43,7	50,6	59,2	65,1	74,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	$м^3/ч$	575	575	575	575	575
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}'$	°С	48,0	49,0	49,5	50,0	50,0
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}''$	°С	86,0	93,0	101,0	105,6	114,8
4.	Теплопроизводительность	$Q_{кв}$	Гкал/ч	21,850	25,300	29,613	32,545	37,260
5.	Расход газа	$B_г$	$м^3/ч$	2836,4	3291,3	3865,9	4257,8	4893,6
6.	Давление газа перед котлом	$P_г^к$	$кгс/см^2$	0,120	0,150	0,190	0,235	0,305
7.	Количество работ. горелок	n	шт	2	2	2	2	2
8.	Давление газа перед гор.(сред)	$P_г^{ср}$	$кгс/см^2$	0,11	0,14	0,170	0,210	0,275
9.	Давление воздуха после вент.	$H_в^в$	мм в.ст.	65	95	140	170	232
10.	Давление воздуха перед гор.	$H_в^г$	мм в.ст.	55	70	110	135	190
	Разрежение в топке	$\int_т$	мм в.ст.	←		4,0		→
11.	Температура воздуха на гореи.	$T_в^г$	°С	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
12.	Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	85,6	92,8	102,5	108,8	120,1
13.	Содержание в уходящих газах:							
	- кислорода	O_2	%	7,69	7,60	7,29	7,10	6,63
	- трехатомных газов	RO_2	%	7,48	7,53	7,71	7,81	8,09
14.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	--	1,52	1,51	1,48	1,46	1,42
15.	Потери тепла:							
	- с уходящими газами	q_2	%	4,519	4,921	5,436	5,735	6,218
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0014	0,0024	0,0032	0,0055	0,0070
	- в окружающую среду	q_5	%	1,487	1,285	1,097	0,990	0,872
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	93,99	93,79	93,46	93,26	92,90
17.	Удельный расход условного топлива на 1Гкал выр. тепла	$b_у$	кг у.т. / Гкал	151,99	152,33	152,85	153,18	153,77
18.	Концентрация вредных веществ, приведенная к н.у. и α=1:							
	- оксида углерода	$C_{CO}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	14,46	16,52	20,12	23,83	30,72
	- оксидов азота	$C_{NOx}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	163,59	179,41	191,42	205,12	220,45

Примечание:

1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_р^н$ = 8196 Ккал/$нм^3$, $\rho_г$= 0,700 кг/$м^3$
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (январь 2015 г.)

Руководитель работ: Зам. начальника ЦТАИ Ю.В. Стадников

Мастер котельной "Южная - 2" КП «ТГО» М.А. Грушин

Аналіз параметрів роботи котельних установок показав, що котел працює з обмеженнями потужності, тобто максимальне навантаження на котел складає 74,5% від номінального. Однією з основних причин таких обмежень потужності є недостатня продуктивність тяго дуттьових механізмів.

Для визначення причин обмеження потужності потрібно зробити аналіз режимної карти котла. Котел КВГМ-50 номінальна теплова потужність 58 МВт або 50ГКал, параметри роботи котла забезпечують реальну теплову потужність 37,26 Гкал/год або 43,2 МВт.

Нестача теплової потужності

За режимною картою котла навантаження на котел 74,5% від номінальної теплової потужність МВт або Гкал.
Визначимо нестачу теплової потужності щодо номінальною тепловою потужність

$$\Delta Q_n = 50 - 37{,}26 = 12{,}74 \text{ Гкал/год}$$

де

ΔQ_n – нестача теплової потужності, Гкал/год ;
Q_n – номінальна теплова потужність 50 Гкал/год;
Q^* – теплопродуктивність котла 37,26 Гкал/год.

Визначимо необхідну витрата газу для забезпечення теплової потужності котла 1Гкал/год.

$$B_г^1 = 4893{,}6 / 37{,}26 = 131{,}3 \text{ нм}^3\text{/год}$$

де

$B_г^1$ – витрата газу м^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла 1 Гкал/год;
$B_г^*$ – витрата газу 4893,6 нм^3/год, (режимна карта);
Q^* – теплопродуктивність котла37,26Гкал/год, (режимна карта).

Визначимо необхідну витрату газу для забезпечення номінальної теплової потужності котла за даними режимної карти.

$$B_г^{100} = 50 \cdot 131{,}3 = 6566{,}8 \text{ нм}^3\text{/год}$$

де

$B_г^{100}$ – витрата газу м^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла, відповідно до режимної карти;
Q_n – номінальна теплова потужність котла 50 Гкал/год, (режимна карта);
$B_г^1$ – витрата газу 131,3 нм^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла 1Гкал/год.

Подача нагнітача, необхідна для забезпечення теплової потужності котла. Витрата повітря на спалювання природного газу.

Суть процесу горіння і умови, необхідні для повного згоряння палива

Горіння - це складний фізико-хімічний процес взаємодії горючих компонентів палива з окиснювачем, зокрема, горіння палива - це реакція швидкого окислення його компонентів, що супроводжується інтенсивним виділенням тепла і різким підвищенням температури. Для отримання максимального ККД, тобто для повного згоряння палива, необхідні: безперервний підведення палива і повітря в достатній для горіння кількості; хороше перемішування палива з повітрям; висока температура в топці; достатню для горіння час перебування паливо-повітряної суміші в топці.

Причиною обмеження потужності котла на 12,74 Гкал/год є недостатня подача вентилятором ВДН-15 повітря для горіння в котлі. Для забезпечення тепловою потужності котла 58 МВт визначимо подачу вентилятора Q, м^3 / год.

Витрата повітря на спалювання природного газу. Розглянемо реакцію горіння метану як основного компонента з числа складових природного газу: CH4 + 202 = C02 + 2H20.

З рівняння цієї реакції слід, що для окислення однієї молекули метану необхідні дві молекули кисню, тобто для повного згоряння 1 м^3 метану потрібно 2 м^3 кисню. Для технічних розрахунків зазвичай приймають умовний склад повітря з двох компонентів: кисню (21 об. І азоту (79 об.%). З урахуванням такого складу повітря для проведення будь-якої реакції горіння на повітрі для повного спалювання палива буде потрібно повітря за обсягом в 100/21 = 4,76 рази більше, ніж кисню. Отже, на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу) має бути витрачено 2 м^3 кисню або 2 • 4,76 = 9,52 м^3 повітря.

Ця кількість повітря називається теоретичним витратою повітря, необхідним для повного згоряння 1 м^3 природного газу, і позначається м^3/м^3. Однак на практиці для забезпечення повного згоряння природного газу потрібно витрата повітря дещо більша, ніж теоретична.

Витрата повітря для забезпечення теплопродуктивність котла 37,26 Гкал/год, при навантаженні 74,5% від номінальної теплової потужність 50 Гкал/год. За даними режимної карти.

$$Q_в^* = 4893{,}6 \cdot 9{,}52 = 46587 \text{ м}^3/\text{год}$$

де

$B_г^*$ – витрата газу 4893,6нм^3/год, (режимна карта);

$Q_в^1$ = 9,52 м3 / год - витрата повітря на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу);

Необхідна витрата повітря для забезпечення 100% номінальної теплової потужності котла за даними режимної карти.

$$Q_в^{100} = 6566{,}8 \cdot 9{,}52 = 62516 \text{ м}^3/\text{год}$$

де

$B_г^{100}$– витрата газу 6566,8 нм^3/год, для забезпечення тепловою продуктивності котла, відповідно до режимної карти;

$Q_в^1$= 9,52 м^3/год - витрата повітря на повне згорання 1 м^3 метану (природного газу);

Висновок

Аналіз режимної карт котла показав, що параметри роботи котла не забезпечує 100% номінальної теплову потужність *50* Гкал. Причиною обмеження потужності котла на *12,74*Гкал, недостатня подача повітря вентилятором для горіння в котлі. Для забезпечення 100% номінальної тепловою потужності котла *50* Гкал, подача вентилятора повинна бути збільшена до 62516м^3/год.

Для вирішення проблеми - зняття обмежень потужності, необхідно збільшити подачу повітря вкотел.

Варіанти реконструкції

І варіант реконструкції

Розглянемо існуючі варіанти реконструкції. За першим варіантом заміна вентилятора ВДН-15 на більший ВДН-17 дозволить збільшити подачу.

Для вибору варіантів реконструкції котла КВГМ виконаємо аналіз параметрів роботи вентилятора ВДН-15 і витрат енергії на його привід використовують формулу перерахунку потужності подібних вентиляторів при зміні основних параметрів.

$$N_1 = N_0\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^5\frac{\rho_1}{\rho_0}\frac{\eta_0}{\eta_1}$$

Заміна вентилятора ВДН-15 (d_2 = 1,5м) на вентилятор з більшим діаметром робочого колеса ВДН-17 (d_2 = 1,7 м) забезпечує збільшення подачі повітря в котел, однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються пропорційно 5-го ступеня збільшення діаметра.

З формули перерахунку визначимо на скільки збільштеся подача повітря в котел за умови збільшення діаметра робочого колеса з $(d_2)_0$ до d_2.

$$Q = Q_0\left(\frac{(d_2)}{(d_2)_0}\right)^3 = 12{,}94\left(\frac{1{,}7}{1{,}5}\right)^3 = 18{,}84 \text{ , м}^3\text{/с} = 67812{,}5 \text{ м}^3\text{/год}$$

Визначимо на скільки збільштеся потужність вентилятора, к Вт

$$N = N_0\frac{d^5}{d_0^5} = 61\left(\frac{1{,}7}{1{,}5}\right)^5 = 114 \text{ кВт}$$

де

Q_0 = 46587 м^3/год = 12,94 м^3/с– подача (існуючого) нагнітача;

Q – подача підібраного нагнітача з більшим діаметром робочого колеса, м^3/год;

$(d_2)_0$ = 1,5 м – діаметр робочого колеса (існуючого) нагнітача;

d_2= 1,7 м –діаметрробочого колеса підібраного нагнітача;

N_0 = 61 кВт – потужність (існуючого) нагнітача;

N – потужність нагнітача при зміні діаметра робочого.

Висновок:

Аналіз зміни витрат енергії на роботу вентилятора з використанням формули перерахунку потужності подібних вентиляторів показав, що збільшення продуктивності вентилятора за рахунок його заміни на більший, призводить до підвищення витрат на привід пропорційно 5-го ступеня відносини діаметрів робочого колеса, тобто потужність існуючого нагнітача складає N_0 = 61 кВт, а підібраного N = 114 кВт. Такі зміни призведуть до збільшення витрат електричної енергії, до яких додадуться витрати на заміну обладнання (нагнітача). Тому розглянутий варіант реконструкції не задовольняє поставлену мету з точки зору енергозбереження.

ІІ варіант реконструкції

За другим варіантом реконструкції збільшення продуктивності вентилятора за рахунок підвищення швидкості обертання. Тому сьогодні пріоритетним вважається варіант збільшення подачі ТДМ шляхом заміни електродвигуна вентилятора з метою збільшення швидкості його обертання.

Для наочності вибору ТДМ за існуючими правилами проектування розроблені кілька способів подання характеристик нагнітачів. Найбільш повно енергетичні параметри нагнітачів представляють індивідуальні розмірні характеристики вентиляторів і димососів.

Розглянемо роботу вентилятора ВДН-15 з електродвигуном з числом оборотів n=1000об/хв, який забезпечує подачу повітря в котел Q = 42 тис. м^3/ год., при значенні ККД = 0,83 вентилятора. При цьому, витрати електроенергії на роботу електродвигуна вентилятора складають $N_{ел}$ = 61 кВт, проте теплова потужність котла при такій кількості повітря буде не достатньою. На рис. 5.1 показані енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15 з нанесенням робочої точки. Для прийняття правильного рішення щодо збільшення подачі

повітря в котел слід розглянути і проаналізувати можливі варіанти реконструкції, які дозволять збільшити подачу повітря.

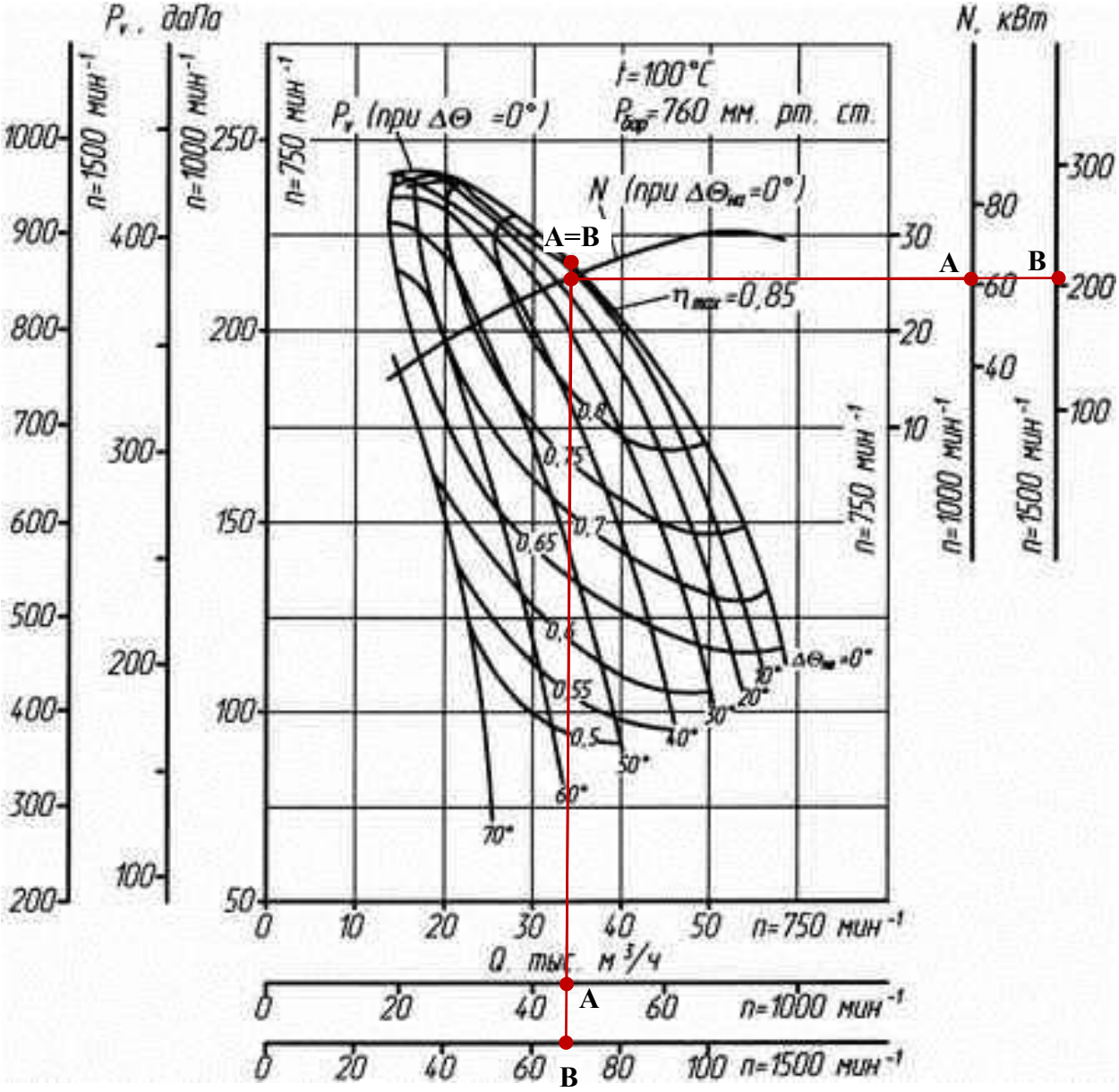


Рис. 5.1. Технічні характеристики: вентилятора ВДН-15 з частотою обертання n=750, 1000, 1500 об/хв

При збільшенні оборотів робочого колеса від n_1 = 1000 хв$^{-1}$ до n_2 = 1500 хв$^{-1}$ подача повітря збільшується з $Q_0 \approx 42$ тис.м^3/год до величини Q^* = 68 тис.м^3/год (рис. 5.1). ККД вентилятора при подачі Q^*, що забезпечує номінальну потужність котла, залишається незмінним і прийнятно високим $\eta_{вент}A = \eta_{вент}B = 0{,}825$. Однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються з N_A = 61 кВт до величини N_B> 205 кВт, тобто більш ніж в два рази.

Аналіз параметрів роботи вентилятора в аеродинамічній системі

На рис. 5.1 показана енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15, побудована на основі випробувань на стенді заводу-виробника. Характеристики побудовані таким чином, при незмінній характеристиці мережі $P_{мер} = f(Q)$ (постійному опорі аеродинамічній системи $R_{мер}$) однозначно показує зміну параметрів роботи димососа або вентилятора при зміні швидкості обертання електродвигуна.

Для аналізу варіантів вибору вентиляторів додатково слід побудувати характеристику мережі $P_{мер} = f(Q)$ дуттьового тракту котла КВГМ-50, яка розрахована за формулою $P_{мер}$. = $\Delta P = (\sum\zeta + \sum ll|d)\ kV2 = RQ^2$ і робоча точка А відповідає реальним величинам опорів дуттьових трактів котлів КВГМ-50.

Гідравлічний опір мережі залежить від його геометричних параметрів та витрати газу, який переміщується по проточному тракту. Традиційно при розрахунку дуттьового тракту слід визначити тиск повітря при заданій витраті. Тиск повітря визначається з урахуванням втрат тиску на подолання опорів дуттьового тракту, необхідно пам'ятати, що насправді йдеться про втрати енергії потоку. За показниками характеристики вентилятора оберти робочого колеса n = 1000 об/хв. визначимо витрати тиску в дуттьовому тракту.

$$\Delta P = R_i \cdot \left(Q_в^*\right)^2 = 380\ даПа = 0{,}38м$$

де

1 паскаль [Па] = 0,1 декапаскаль [даПа] = 0,1мм = 0,0001м

ΔP – втрати тиску на подолання опорів повітряного тракту, м;

R_i – коефіцієнт, який характеризує геометричні параметри повітряного тракту (опір сталий для даної мережі);

$Q_в^* = 46584 = 12{,}94 м^3/с$ – подача повітря вентилятором, яка проходить через проточний тракт (продуктивність).

Графік рівняння називається характеристикою мережі. Звідки визначимо коефіцієнт опір повітряного тракту в робочій точці за рівнянням

$$R_i = \Delta P / Q_в^{*2} = 0{,}380 / 12{,}94^2 = 0{,}0023$$

За значенням опорів в системі визначаємо витрати тиску в проточному тракті та занесемо отримані данні до таблиці.

Характеристики системи з вентилятором ВДН -15 (n = 1000 об/хв., n = 1500 об/хв.)

$Q_в^*$,$м^3$/год, подача n_i = 1000 об/хв.	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
$Q_в^*$, $м^3$/с., подача	5,6	6,9	8,3	9,7	11,1	12,5	13,9	15,3	16,7	18,1	19,4	20,8
P_v, даПа., тиск n_i = 1000 об/хв.	435	430	425	420	410	390	375	200	345	310	275	240
Pv, м, тиск	0,435	0,43	0,425	0,42	0,41	0,39	0,375	0,36	0,345	0,31	0,275	0,24
$Q_в^*$ $м^3$/год. подача з n_i = 1500 об/хв.	30	35	40	50	60	70	75	80	90	110	120	130
Qв*, м3/с., подача	8,3	9,7	11,1	13,9	16,7	19,4	20,8	22,2	25,0	30,6	33,3	36,1
P_v, даПа., тиск n_i = 1500 об/хв.	980	970	950	920	910	880	840	800	760	700	610	520
Pv, м, тиск	0,98	0,97	0,95	0,92	0,91	0,88	0,84	0,8	0,76	0,7	0,61	0,52
R_i коефіцієнт опорів	0,0023											
$\Delta P = R_i \cdot \left(Q_в^*\right)^2$, даПа., втрати тиску	71,0	110,9	159,7	217,4	284,0	359,4	443,7	536,8	638,9	749,8	869,6	998,3
$\Delta P = R_i \cdot \left(Q_в^*\right)^2$, м, втрати тиску	0,07	0,11	0,16	0,22	0,28	0,36	0,44	0,54	0,64	0,75	0,87	1,00

Перетин характеристики мережі з характеристиками вентилятора визначить робочі точки параметрів до і після реконструкції (рис.5.2). Побудову характеристик виконуємо на основі математичної моделі реалізованої за допомогою засобів комп'ютерної програми «VBA Visual Basic Applications» спрощеного мови VB вбудована в лінійку продуктів Microsoft office.

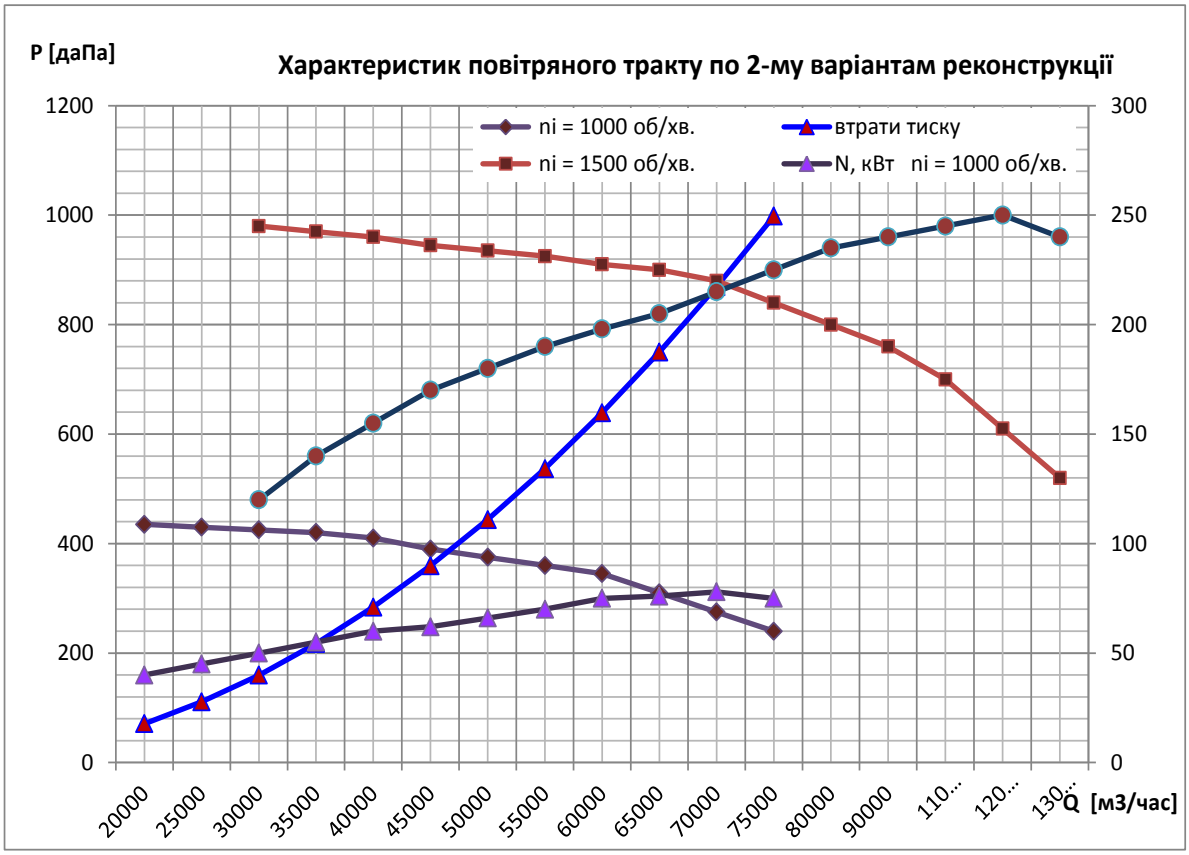


Рис. 5.2. Спільні характеристики вентилятора і тяго дуттьового тракту до і після реконструкції, 2- варіант

Висновок:

Аналіз зміни витрат енергії на роботу вентилятора, при збільшенні швидкості обертання електродвигуна виникає протиріччя між збереженням високого значення ККД вентилятора при значному підвищенні витрат енергії на привід в 3,27 рази для збільшення подачі повітря в котел в 1,48 рази. Такі зміни призведуть до збільшення витрат електричної енергії. Тому розглянутий варіант реконструкції не задовольняє поставлену мету з точки зору енергозбереження.

III – варіант реконструкції

Енергозберігаючий варіант збільшення подачі без заміни вентилятора або електродвигуна за рахунок коригування аеродинаміки у другорядних елементах дуттьового тракту. Для збільшення подачі повітря, по енергозберігаючому 3-му варіанту реконструкції, при якому режим роботи вентилятора не змінюється, а лише за рахунок зниження опорів повітряного тракту і зниження витрат в системі, подача повітря в котел збільшується більш ніж на 20%. Проведемо аналіз опорів дуттьового тракту по енергетичній характеристиці вентилятора (рис.5.3).

Зниження опорів дуттьового тракту виконується на основі методу візуальної діагностика структури потоку. Модель характерного перетину проточної частини тяго дуттьового тракту просвічує поляризованим світлом оптично активної рідини, яка рухається в моделюючому пристрої, що імітує характерний профіль проточної частини досліджуваного обладнання. За інтенсивністю освітленості в кожній точці потоку діагностуємо причини високих величин гідравлічних опорів. Зони відриву потоку від стінок і вихрові області які є причиною втрат енергії.

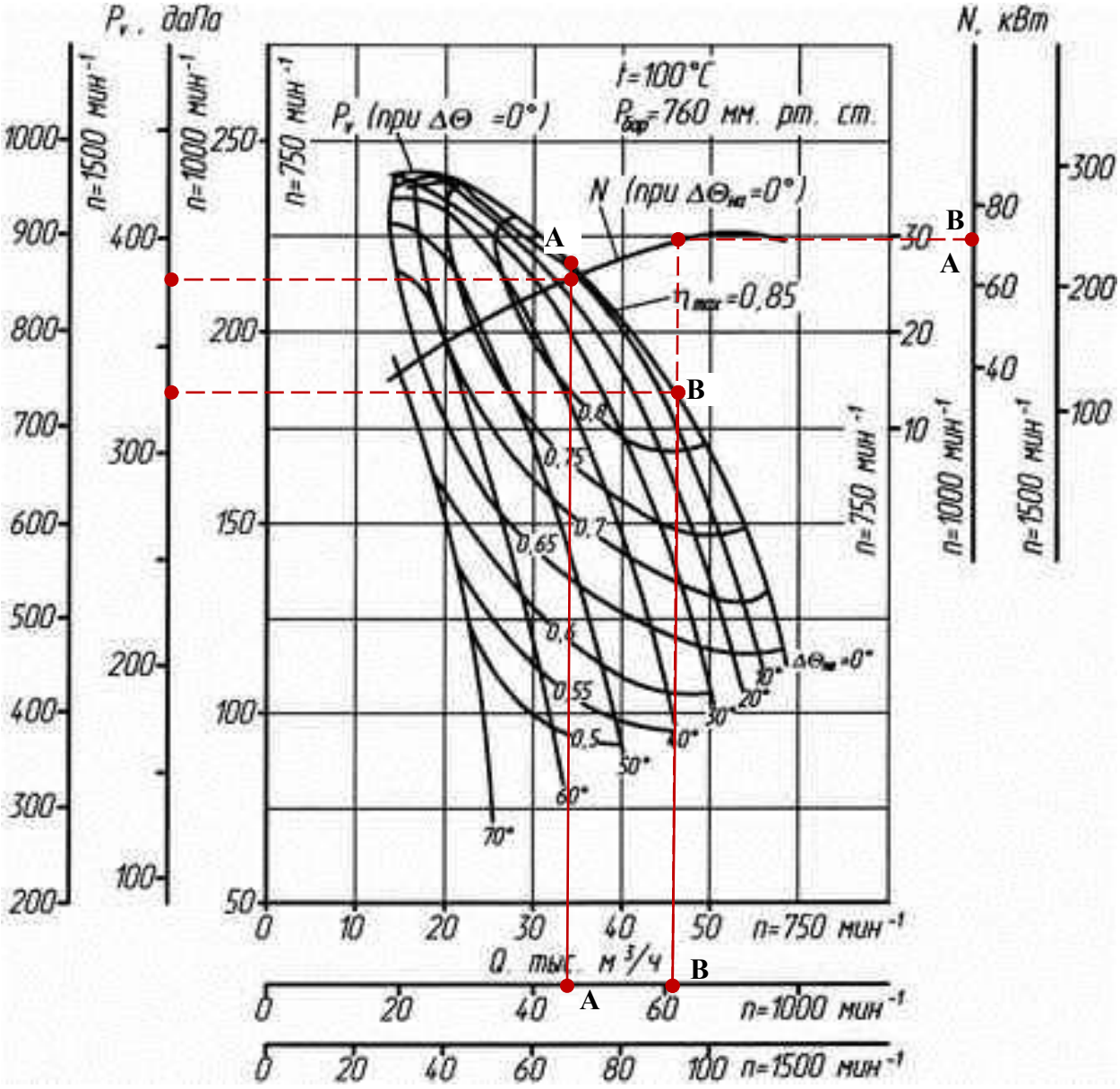


Рис. 5.3. Параметри дуттьового тракту котла КВГМ-50 до та після реконструкції с вентилятором ВДН-15 n = 1000об/хв.

За результатами експериментальних досліджень розробляємо вставки-лекала для заміщення диссипативних зон у вхідному патрубку вентилятора ВДН- 15, які заміщають дисипативні зони. Це дозволяє розробити геометрію проточних частин, при якій рух потоку буде безвідривним, і за рахунок цього забезпечити менше значення опору вхідного патрубка вентилятора. Монтаж вставок - лекал повинен відповідати реальній геометрії вхідного патрубка і структуру потоку.

Вимірювання аеродинамічних параметрів вхідного патрубка вентилятора показали, що після усунення дисипативних зон, опір повороту потоку у вхідному патрубку при числах Рейнольдса Re> 105 знизилося з $\zeta = 1{,}27$ до $\zeta = 0{,}23$.

Також було виконано коригування аеродинаміки в поворотах потоку на 90º. Установка вставок, що усувають дисипативні зони дозволила знизити опору поворотів потоку на 90º більш ніж в 4 рази.

Реконструкція дуттьового тракту по 3 варіанту з метою зниження опорів забезпечила:

- опір поворотів знижено з 1.27 до 0,23,
- пальник РГМГ з опором 8,5 замінена на пальник типу СНТ з опором 2,7,

- модернізація вхідного патрубка вентилятора дозволила знизити опір 2,7 до 1,4. Таким чином, вставки, які заміщають дисипативні зони Z, істотно поліпшують гідравлічні і акустичні характеристики проточних частин.

Отримані результати дозволяють знизити втрати напору в дуттьовому тракті на 20-40%.

Визначимо коефіцієнт опір повітряного тракту в робочій точці за рівнянням

$$R_i = \Delta P / Q_в^{*2} = 0{,}330/17{,}4^2 = 0{,}0011$$

За значенням опорів в системі визначаємо витрати тиску в проточному тракті та занесемо отримані данні до таблиці.

Характеристики системи з вентилятором ВДН -15 (n = 1000 об/хв., n = 1500 об/хв.)

$Q_в^*$,$м^3$/год, подача n_i = 1000 об/хв.	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
$Q_в^*$, $м^3$/с., подача	5,6	6,9	8,3	9,7	11,1	12,5	13,9	15,3	16,7	18,1	19,4	20,8
P_v, даПа., тиск n_i = 1000 об/хв.	435	430	425	420	410	390	375	200	345	310	275	240
Pv , м, тиск	0,435	0,43	0,425	0,42	0,41	0,39	0,375	0,36	0,345	0,31	0,275	0,24
R_i коефіцієнт опорів	0,0011											
$\Delta P = R_i \cdot (Q_в^*)^2$, даПа., втрати тиску	34,0	53,0	76,4	104,0	135,8	171,9	212,2	256,8	305,6	358,6	415,9	477,4
$\Delta P = R_i \cdot (Q_в^*)^2$, м, втрати тиску	0,03	0,05	0,08	0,10	0,14	0,17	0,21	0,26	0,31	0,36	0,42	0,48

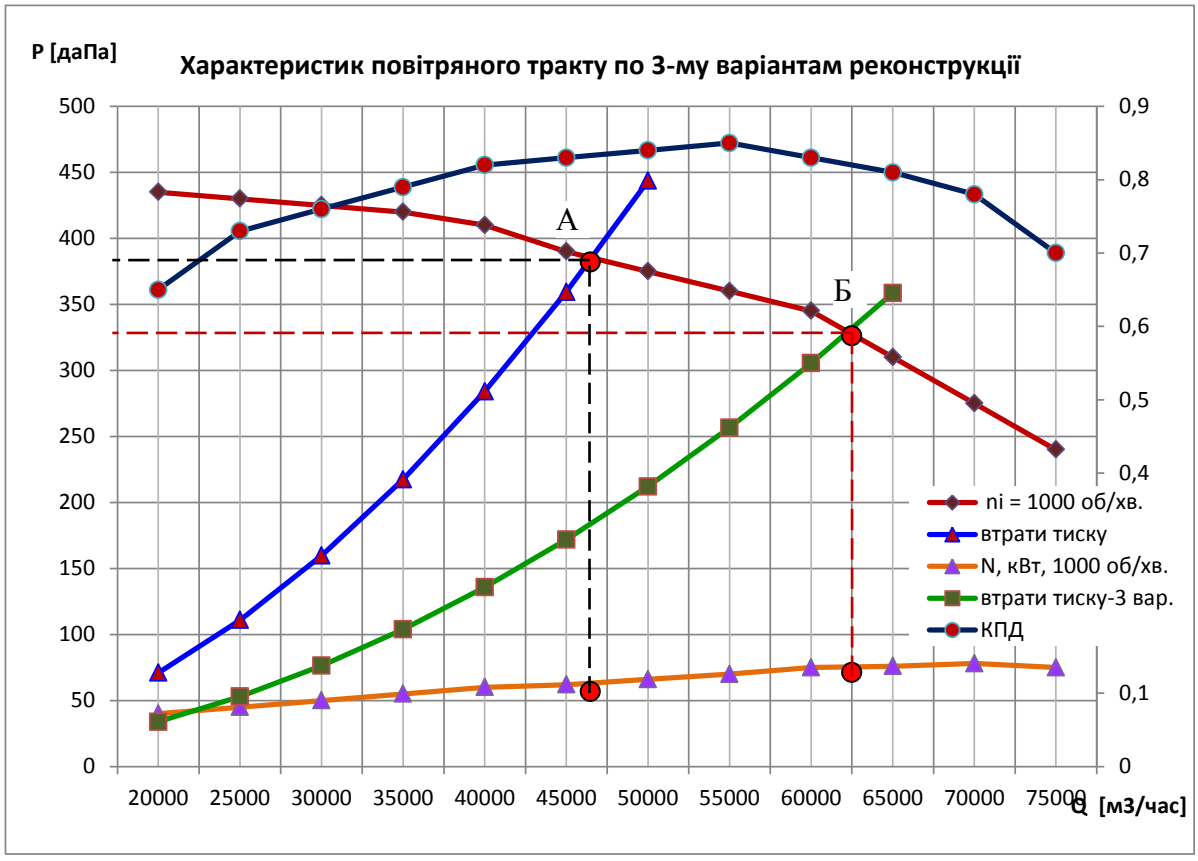


Рис. 5.4. Спільні характеристики вентилятора і тяго дуттьового тракту до і після реконструкції, 3- варіант

Після коригування аеродинаміки елементів дуттьового тракту котла КВГМ-50 при повністю відкритих напрямних апаратах (при максимально можливої продуктивності вентилятора) на новій характеристики мережі $P_{сеть\ с}$ видно, що подача збільшена до необхідної величини Q ≈ 63 тис.м^3 / год. (рис. 5.4).

Використовуючи коефіцієнт питомих витрат енергії вентилятора k_N, який визначається як відношення витрат на привід *N* до відповідної подачі *Q* виконаємо аналіз 3 го- варіанту реконструкції.

$$k_{N\,(A)} = N / Q = 62/42 = 1{,}47 – \text{до реконструкції}$$
$$k_{N\,(B)} = N / Q = 75{,}5/63 = 1{,}2 – \text{після реконструкції}$$

де

$N_{(A)}$ = 62 кВт – потужність вентилятора після реконструкції (до реконструкції);

$Q_{(A)}$ = 42 тис.м^3/год – подача вентилятора (до реконструкції);

$N_{(B)}$ = 75,5 кВт – потужність вентилятора після реконструкції (після реконструкції);

$Q_{(B)}$ = 63 тис.м^3/год – подача вентилятора (після реконструкції);.

Позитивним результатом зниження опорів в дуттьовому тракті є зниження коефіцієнта питомих витрат на привід вентилятора від $k_{N.(A)}$ = 1,47в точці А до $k_{N.(B)}$ = 1,2 в точці В. Однак, вимагає аналізу зменшення ККД вентилятора від $\eta_{вент}$А = 0,84 до $\eta_{вент}$В = 0,82.

Висновок

Отримані результати дозволили знизити втрати напору в дуттьовому тракті, що дозволяє забезпечити більшу подачу вентилятора ВДН-15 з оборотами n = 1000об/хв.

Аналіз варіантів реконструкції та параметрів роботи системи

Для коректного подання параметрів роботи дуттьового тракту і оцінки ефективності подачі повітря запропоновано: Р-Модель параметрів системи та показник ефективності роботи системи в цілому. Характеристики тиску в дуттьовому тракті з вентилятором ВДН-15 показують реальні величини тиску в напірної частини після вентилятора і відповідають показаннями манометра, а також показують реальні величини розрядження - вакууму перед вентилятором і відповідають показаннями вакуумметра. Характеристики такого виду дозволяють в період експлуатації діючого енергетичного обладнання аналізувати зміни реальних параметрів на основі приладів вимірювання та розробляти і обґрунтовувати наслідки різного роду реконструкцій націлених на зміни ефективності.

Аналізу ефективності варіантів реконструкції виконаємо з використанням коефіцієнту питомих витрат енергії k_N .

Зміна параметрів дуттьового тракту котла КВГМ-50 при різних варіантах збільшення подачі вентилятора ВДН-15

Найменування	Визначення	Розмірність	До реконструкції	Збільшення обертів	Коригування Аеродинаміки	
			Точка А	Точка B_1	Точка А	Точка B_2
Максимальна потужність котлу	N_T Q_T,	МВт Гкал	43,2 37,26	58 50	43,2 37,26	58 50
Подача вент-ра	Q	10^3 м^3/ч	42	65	42	65
Число обертів	N	мин$^{-1}$	1000	1500	1000	1000
ККД вент.		%	0,84	0,84	0,84	0,82
Витрати вент.		кВт	62	210	62	65
Питомі витрати		Вт/м^3	1,47	3,2	1,47	1,2

Важливим результатом реконструкції є економія електроенергії на привід вентилятора в усьому діапазоні зміни навантаження котла. Так, наприклад, при зменшенні теплової потужності котла до $N_m = 43,2$ *МВт* і зниженні подачі вентилятора до $Q = 42$ тыс.м^3/год, витрати енергії на привід складуть $N = 62$ кВт. Тобто, витрат енергії на дутті після реконструкції при навантаженні котла 58МВт складе $\Delta N = N_A - N_B = 62 - 65 = 3$ *кВт*, а коефіцієнт питомих витрат на подання в точці B зменшиться до величини $k_{N(B)} = 1,2$. Аналіз зміни параметрів дуттьового тракту котла КВГМ- 50 з вентилятором ВДН- 15 при різних варіантах збільшення подання повітря в котел показані в таблиці. Робоча точка А відповідає параметрам до реконструкції. Робоча точка B_1- відповідає другому варіанту збільшення подання за рахунок заміни електродвигуна і збільшення оборотів вентилятора ВДН- 15 до n_2 = 1500 хв$^{-1}$. Робочі точки А і B_2 характеризують параметри вентилятора і дуттьового тракту після коригування аеродинаміки дуттьового тракту і новій сумарній пониженій величині опору тракту R при навантаженні котла 43,2 МВт і 58 МВт відповідно.

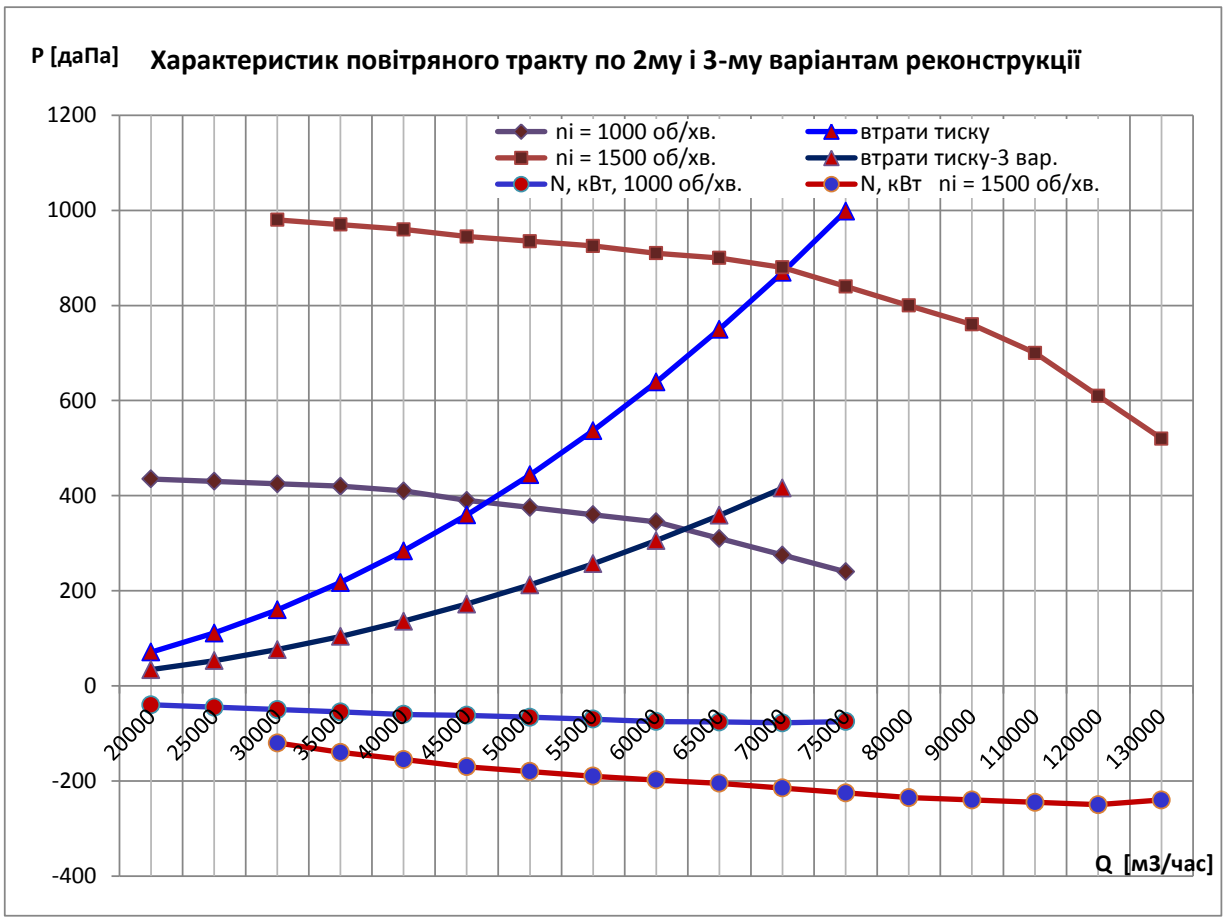


Рис. 5.5. Аналіз варіантів реконструкції та параметрів роботи системи

Висновок

На основі порівняльного аналізу трьох варіантів реконструкції найбільш ефективнішою та економічною виявився третій варіант реконструкції. 3- варіант реконструкції дуттьового тракту дозволив знизити втрати напору в дуттьовому тракті, що дозволяє забезпечити більшу подачу вентилятора ВДН-15 з оборотами n = 1000об/хв., без додаткових затрат на заміну вартісного обладнання. Запропонований коефіцієнт k коректніше відображає ефективність роботи дуттьового тракту, та підтверджує ефективність 3 – варіанту реконструкції.

Додаток А.

ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИБОРУ ВАРІАНТУ

Режимна карта котла	№1		№2			№3				
Навантаження котла, %	32,5	39,0	35,6	41,5	48,6	44,7	51,0	58,2	64,5	70,7
Теплопродуктивність Гкал /год	16,2	19,5	17,8	20,7	24,3	22,3	25,5	29,1	32,3	35,3
Номер варіанта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

За останній цифрі залікової книжки визначаємо номер режимної карти котла, а також його навантаження і тепло продуктивність. Розрахунок проводимо за обраною режимній карті і заданому навантаженні. Наприклад: остання цифра залікової книжки «5», тоді режимна карта котла №3, навантаження котла, 44,7%, тепло продуктивність 22,3 Гкал / год.

Додаток Б.

Режимная карта
водогрейного котлаПТВМ – 50 ст. № 1 рег. № 3218
котельной "Х – кв. ЮЗМ"
Топливо – природный газ.

№ п\п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузка котла %		
				32,5	39,0	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	м³/ч	500	500	
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}'$	°С	41,0	41,0	
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}''$	°С	73,5	80,0	
4.	Теплопроизводительность	$Q_{вд}$	Гкал/ч	16,25	19,50	
5.	Расход газа	$B_г$	нм³/ч	2101,2	2530,3	
6.	Давление газа перед котлом	$P_г''$	кгс/см²	0,185	0,168	
7.	Количество работ. горелок	n	шт	4	5	
8.	Давление газа перед гор.(сред)	$P_г^{ср}$	кгс/см²	0,12	0,11	
9.	Давление воздуха перед гор.	$H_в'$	мм в.ст.	30	25	
10.	Разрежение в топке	$\int_т$	мм в.ст.	2,5	1,0	
11.	Температура воздуха на горен.	$T_в'$	°С	11,8	11,8	
12.	Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	89,2	103,7	
13.	Содержание в уходящих газах					
	- кислорода	O_2	%	3,89	3,51	
	- трехатомных газов	RO_2	%	9,61	9,83	
14.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	--	1,23	1,20	
15.	Потери тепла:					
	- с уходящими газами	q_2	%	3,802	4,464	
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0007	0,0007	
	- в окружающую среду	q_5	%	2,000	1,667	
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	94,20	93,87	
17	Удельный расход условного топлива на 1Гкал выр. тепла	$b_у$	кг.у.т. / Гкал	151,65	152,19	
18	Концентрация вредных веще-ств, приведенная к н.у. и α=1:					
	- оксида углерода	$C_{CO}^{\alpha=1}$	мг/м³	9,54	12,41	
	- оксидов азота	$C_{NOx}^{\alpha=1}$	мг/м³	145,99	160,30	

Примечания:
1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_р^н$= 8210 Ккал/нм³, $\rho_г$= 0,700 кг/м³
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (декабрь 2015 г.)

Додаток Б.

«Утверждаю»
Главный инженер
КП «Теплоснабжение
города Одессы»
А.В. Михайлов

_____ 2015 г.

Режимная карта
водогрейного котлаКВГМ – 50 ст. № 4 рег. № 4742
котельной "Южная - 2"
Топливо – природный газ.

№ п\п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузки котла %				
				43,7	50,6	59,2	65,1	74,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	$м^3/ч$	575	575	575	575	575
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}'$	°С	48,0	49,0	49,5	50,0	50,0
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}''$	°С	86,0	93,0	101,0	105,6	114,8
4.	Теплопроизводительность	$Q_{ка}$	Гкал/ч	21,850	25,300	29,613	32,545	37,260
5.	Расход газа	$B_г$	$м^3/ч$	2836,4	3291,3	3865,9	4257,8	4893,6
6.	Давление газа перед котлом	$P_г^к$	$кгс/см^2$	0,120	0,150	0,190	0,235	0,305
7.	Количество работ. горелок	n	шт	2	2	2	2	2
8.	Давление газа перед гор.(сред)	$P_г^{ср}$	$кгс/см^2$	0,11	0,14	0,170	0,210	0,275
9.	Давление воздуха после вент.	$H_в^в$	мм в.ст.	65	95	140	170	232
10.	Давление воздуха перед гор.	$H_в^г$	мм в.ст.	55	70	110	135	190
	Разрежение в топке	$\int_т$	мм в.ст.	←		4,0		→
11.	Температура воздуха на горен.	$T_в^г$	°С	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
12.	Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	85,6	92,8	102,5	108,8	120,1
13.	Содержание в уходящих газах:							
	- кислорода	O_2	%	7,69	7,60	7,29	7,10	6,63
	- трехатомных газов	RO_2	%	7,48	7,53	7,71	7,81	8,09
14.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	--	1,52	1,51	1,48	1,46	1,42
15.	Потери тепла:							
	- с уходящими газами	q_2	%	4,519	4,921	5,436	5,735	6,218
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0014	0,0024	0,0032	0,0055	0,0070
	- в окружающую среду	q_5	%	1,487	1,285	1,097	0,990	0,872
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	93,99	93,79	93,46	93,26	92,90
17.	Удельный расход условного топлива на 1Гкал выр. тепла	$b_у$	кг у.т. / Гкал	151,99	152,33	152,85	153,18	153,77
18.	Концентрация вредных веществ, приведенная к н.у. и α=1:							
	- оксида углерода	$C_{co}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	14,46	16,52	20,12	23,83	30,72
	- оксидов азота	$C_{NO_x}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	163,59	179,41	191,42	205,12	220,45

Примечание:

1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_р^н$ = 8196 Ккал/$нм^3$, $\rho_г$ = 0,700 $кг/м^3$
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (январь 2015 г.)

Руководитель работ: Зам. начальника ЦТАИ Ю.В. Стадников

Мастер котельной "Южная - 2" КП «ТГО» М.А. Грушин

Режимная карта
водогрейного котла ПТВМ – 50 ст. № 2 рег. № 3298
котельной "Х – кв. ЮЗМ"
Топливо – природный газ.

№ п\п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузка котла %			
				35,6	41,5	48,6	
1	2	3	4	5	6	7	8
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	$м^3/ч$	540	540	540	
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}'$	°С	41,0	41,0	41,0	
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}''$	°С	74,0	80,0	86,0	
4.	Теплопроизводительность	$Q_{ка}$	Гкал/ч	17,820	20,731	24,300	
5.	Расход газа	$B_г$	$нм^3/ч$	2434,9	2970,3	3614,8	
6.	Давление газа перед котлом	$P_г^к$	$кгс/см^2$	0,152	0,140	0,135	
7.	Количество работ. горелок	n	шт	4	5	6	
8.	Давление газа перед гор.(сред)	$P_г^{ср}$	$кгс/см^2$	0,13	0,12	0,11	
9.	Давление воздуха перед гор.	$H_в^г$	мм в.ст.	45	45	50	
10.	Разрежение в топке	$\int_т$	мм в.ст.	4	4	4	
11.	Температура воздуха на горен.	$T_в^г$	°С	14,1	14,1	14,1	
12.	Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	196,8	298,7	373,9	
13.	Содержание в уходящих газах						
	- кислорода	O_2	%	4,01	3,09	2,90	
	- трехатомных газов	RO_2	%	9,55	10,07	10,17	
14.	Коэффициент избытка уха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	--	1,21	1,17	1,16	
15.	Потери тепла:						
	- с уходящими газами	q_2	%	9,039	13,425	16,783	
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0007	0,0007	0,0007	
	- в окружающую среду	q_5	%	1,824	1,568	1,337	
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	89,14	85,01	81,88	
17.	Удельный расход условного топлива на 1Гкал выр. тепла	b_y	кг у.т./Гкал	160,26	168,05	213,08	
18.	Концентрация вредных веще-ств, приведенная к н.у. и α=1:						
	- оксида углерода	$C_{co}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	8,13	12,18	15,10	
	- оксидов азота	$C_{NOx}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	121,76	144,85	165,96	

Примечания:

1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_р^н$= 8210 ккал/$нм^3$, $\rho_г$= 0,700 кг/$м^3$
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (декабрь 201

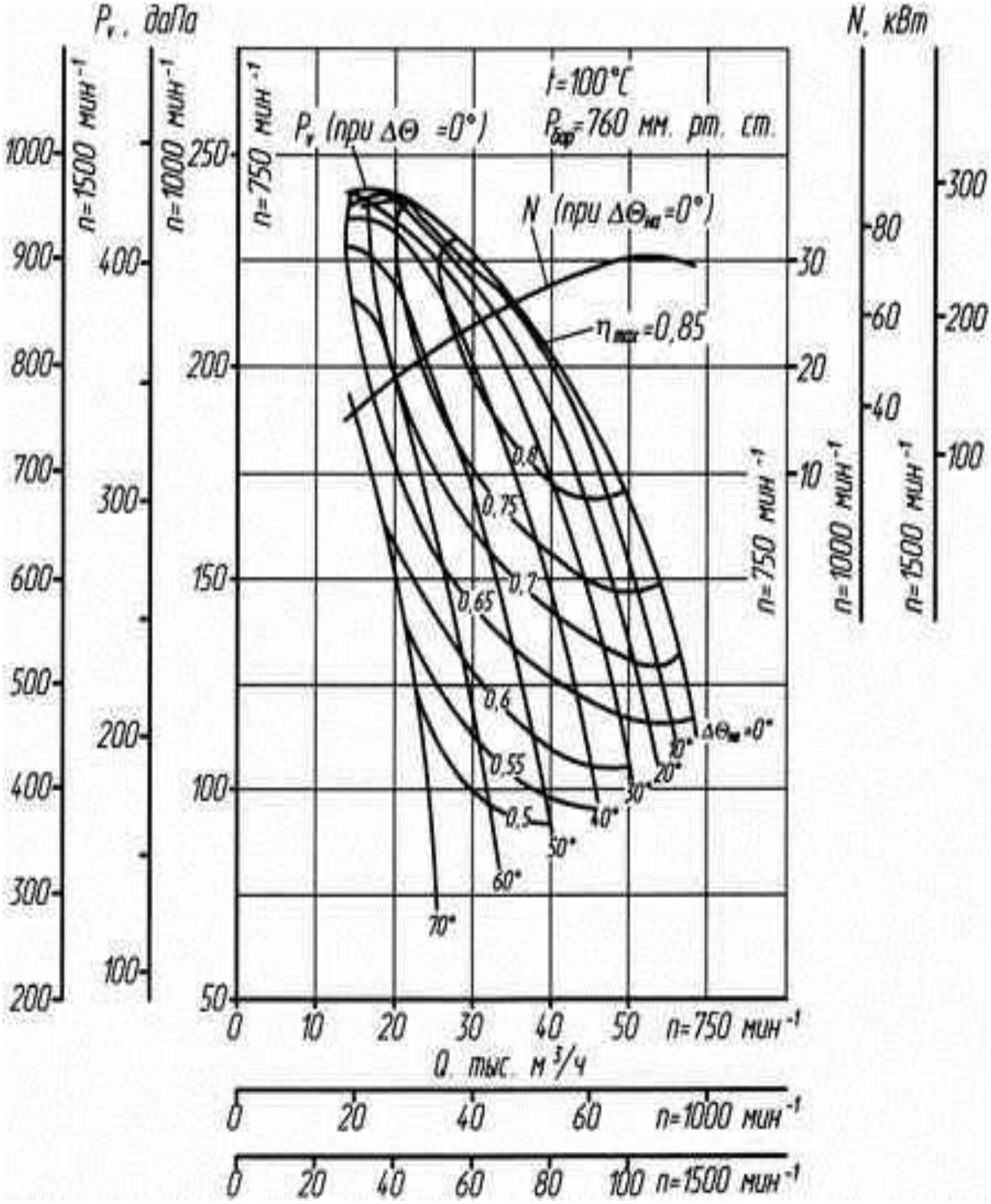
Режимная карта
водогрейного котла ПТВМ – 50 ст. № 3 рег. № 3302
котельной "Х – кв. ЮЗМ"
Топливо – природный газ.

№ п\п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузка котла %					
				36,4	44,7	51,0	58,2	64,5	70,7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	$м^3/ч$	520	520	520	520	520	520
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}'$	°С	42,0	42,0	42,0	42,0	42,0	42,0
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}''$	°С	77,0	85,0	91,0	98,0	104,0	110,0
4.	Теплопроизводительность	$Q_{ка}$	Гкал/ч	18,20	22,36	25,48	29,12	32,24	35,36
5.	Расход газа	$B_г$	$нм^3/ч$	2386,7	2941,5	3361,3	3863,3	4296,9	4719,4
6.	Давление газа перед котлом	$P_г^к$	$кгс/см^2$	0,180	0,167	0,160	0,153	0,145	0,134
7.	Количество работ. горелок	n	шт	4	5	6	7	8	9
8.	Давление газа перед гор.(сред)	$P_г^{ср}$	$кгс/см^2$	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
9.	Давление воздуха перед гор.	$H_в^г$	мм в.ст.	50	50	50	50	50	50
10.	Разрежение в топке	$S_т$	мм в.ст.	3-4	3-4	3-4	3-4	3-4	3-4
11.	Температура воздуха на горен.	$T_в^г$	°С	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
12.	Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	123,7	138,4	149,5	165,6	179,6	188,2
13.	Содержание в уходящих газах								
	- кислорода	O_2	%	3,30	3,01	2,79	2,61	2,20	1,81
	- трехатомных газов	RO_2	%	9,95	10,10	10,24	10,34	10,56	10,78
14.	Коэффициент избытка уха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	--	1,17	1,15	1,14	1,13	1,10	1,08
15.	Потери тепла:								
	- с уходящими газами	q_2	%	5,331	5,958	6,390	7,071	7,599	7,820
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0007	0,0007	0,0007	0,0007	0,0007	0,0007
	- в окружающую среду	q_5	%	1,786	1,453	1,275	1,116	1,008	0,919
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	92,88	92,59	92,33	91,81	91,39	91,26
17.	Удельный расход условного топлива на 1Гкал выр. тепла	$b_у$	кг у.т. / Гкал	153,81	154,29	154,72	155,60	156,32	156,54
18.	Концентрация вредных веществ, приведенная к н.у. и α=1:								
	- оксида углерода	$C_{CO}^{(\alpha=1)}$	$мг/м^3$	12,39	15,23	16,41	17,81	19,00	26,90
	- оксидов азота	$C_{NOx}^{(\alpha=1)}$	$мг/м^3$	142,25	159,84	181,65	194,67	215,17	244,36

Примечания:

1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_р^н$= 8210 Ккал/$нм^3$, $\rho_г$= 0,700 кг/$м^3$
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (декабрь 2015 г.)

Додаток В.



Характеристика вентилятора ВДН-15

СПИСОК ЛІТЕРАТУРА

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети,- М,- Энергоиздат, 2001.- 360 с.
2. Ионин А.А. и др. Теплоснабжение, - М., Стройиздат, 1982.- 336с.
3. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей. В.И.Манюк и др. - М, Стройиздат, 1988,- 432 с.
4. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі – Київ, Мінрегіонбуд Україна, 2009.
5. Козин В.Е. и др. Теплоснабжение.- М., Высшая школа", 1980,-408 с.
6. Бузников У.Ф., Раддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные / - М Энергомашиздат, 1984.
7. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990.
8. ГОСТ 1616-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. М.: Издательство стандартов, 1990.
9. Арсирий В.А, Макаров В.О, Сербова Ю.Н., Вишневська О.В. Анализ параметров работы тягодутьевых машин с различными углами установки лопаток рабочих колес // Холодильна техніка та технологія,–2014–№3 С. 35-38.
10. ДБН В.2.5-77:2014 Котельні – Київ, Мінрегіонбуд Україна, 2015.
11. Арсирий В.А, Анализ распределения параметров и эффективности энергетических процессов в гидравлических и аэродинамических системах // В.А. Арсирий, А.Г. Бутенко, С.Ю. Смик, О.В. Кравченко / Холодильна техніка та технологія –2019 – №2. с. 50-55.
12. Пырков В.В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – К.:ІІ ДП "Такі справи", 2007.- 252 с.

Підписано до друку 25.09.2015 р. Формат 60х84/16.
Ум. друк.арк. 4,2 Зам. №15-296
Наклад 30 прим. Друк-різографія.

Надруковано з готового оригінал-макету
В друкарні ОДАБА
Свідоцтво ДК № 4515 від 01.04.2013 р.
65029, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 4
тел. 723-63-21, t.tipogrfiya@ogasa.org.ua