

# РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ КОНТАКТНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ШАХТНИХ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

<sup>1</sup>Криворізький національний університет

Систему охолодження стисненого повітря використовують не тільки для осушення, але і для зменшення витрати енергії. Найважливішою особливістю ізотермічного процесу є те, що робота, яка витрачається на стиснення газу менше ніж в інших процесах стиснення. Ця особливість визначає економічну доцільність охолодження стисненого газу в компресорах і прагнення наблизитися до ізотермічного процесу. Це означає те, що більшу частину тепла потрібно відводити під час стиснення в робочому колесі. Тому зрозуміло, що в відцентровому компресорі майже неможливо досягти ізотермічного стиснення. Тим менше буде витрата енергії, чим більше дійсний процес буде наблизитися до ізотермічного, тобто коли температура газу буде менше підвищуватися в процесі стиснення. Завдяки охолодженню газу в процесі стиснення можна значно зменшити витрату енергії. Охолодження повітря (проміжне та кінцеве у компресорних установках) в основному здійснюється апаратами кожухотрубного типу. Такі апарати мають низку недоліків, найважливішими з яких є: недостатнє охолодження стисненого повітря, утворення відкладень на робочих поверхнях апаратів та підвищений вміст в стисненому повітрі парів вологи та олії. Вказані недоліки погано впливають на якість стисненого повітря і підвищують небезпеку використання пневматичної енергії (можливість гідравлічних ударів, вибухів та пожеж і внутрішнього обмерзання в пневматичних мережах). Перевагами контактних теплообмінників над поверхневими є: відсутність відкладень, зниження корозійно-ерозійного зносу та металоємності, підвищення надійності та температури нагрівання теплоносіїв тощо. Це все зумовлює широке застосування цих апаратів у промисловості та перспективність використання їх в об'єктах нової техніки. Як результат досліджень розроблено конструкцію контактної змішувача — труба Вентурі з регульованою горловиною. Розроблено методику розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів апаратів контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів. Розроблено рекомендації щодо вибору обладнання для контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів.

**Ключові слова:** стиснене повітря, турбокомпресор, контактна система охолодження, енергозбереження, ефективність, труба Вентурі.

## Вступ

Охолодження турбокомпресора є головною умовою для його нормальної роботи. До того ж, за рахунок охолодження стисненого повітря перед неохолоджуваною секцією турбокомпресора зменшується теоретична подача цієї секції, внаслідок чого зменшуються питомі витрати енергії. Повітроохолоджувачі поверхневого типу, що застосовуються для цих цілей, не завжди забезпечують необхідне охолодження повітря. Це пов'язано насамперед з погіршенням їхньої ефективності через забруднення теплообмінних поверхонь накипними відкладеннями внаслідок відсутності на компресорних станціях водопідготовки. Ефективнішим є застосування контактних повітроохолоджувачів типу труба Вентурі–відцентровий сепаратор з охолодженням і осушенням стисненого повітря [1].

*Метою статті* є розробка рекомендацій щодо впровадження контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів.

## Результати дослідження

На рис. 1 показано схему турбокомпресора з шістьма ступенями стиснення та проміжним охолодженням повітря після кожної секції (ППО-1 та ППО-2). Охолодження здійснюється контакт-

ним охолоджувачем труба Вентурі–відцентровий сепаратор-краплеуловлювач. Оскільки на ефективність системи контактного охолодження найбільше впливають параметри перерізу горловини труби Вентурі, то для мінімізації питомих енергозатрат доцільне використання труби Вентурі з регульовальною горловиною за допомогою спеціального конуса (рис. 1) [2]. Переріз змішувача повітроохолоджувача визначає температуру та тиск повітря на виході з апарата [3].

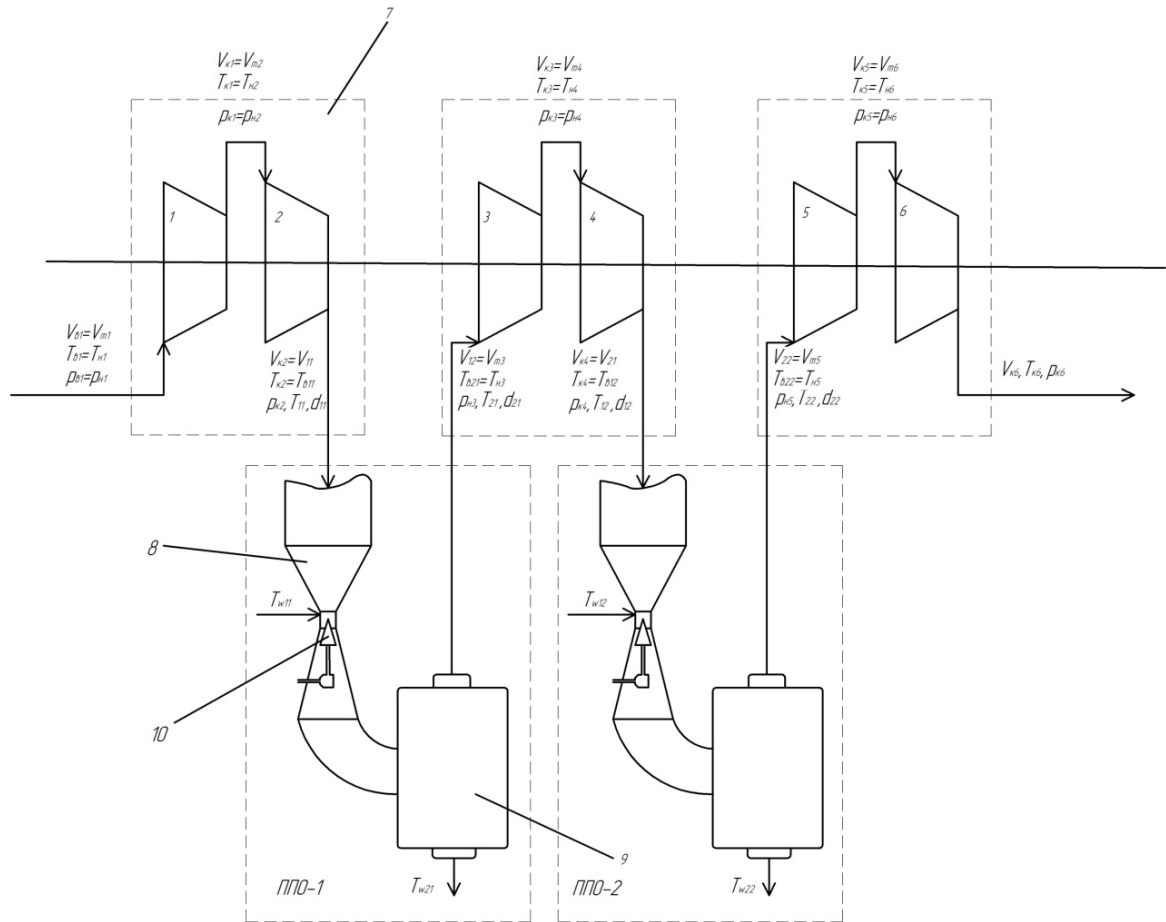


Рис. 1. Принципова схема охолодження стисненого повітря між ступенями турбокомпресора компресора контактним повітроохолоджувачем типу труба Вентурі–відцентровий сепаратор-краплеуловлювач:

1—6 — ступінь турбокомпресора; 7 — секція турбокомпресора; 8 — труба Вентурі; 9 — відцентровий сепаратор-краплеуловлювач; 10 — регульовальний конус

Конструктивна схема апарата контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора складається з послідовно включених змішувача типу труба Вентурі і відцентрового сепаратора-краплеуловлювача (рис. 2).

Труба Вентурі є трубою, що складається з вхідного конуса конфузора 1, горловини 2 та дифузора 3, також є патрубки для вприскування рідини 4. В ній здійснюється інтенсивне дроблення зрошувальної рідини газовим потоком, що рухається з високою швидкістю (близько 40...150 м/с). Зміна діаметра горловини здійснюється за рахунок регульовального конуса 5, який переміщається уздовж осі за допомогою лінійного приводу 6 з електродвигуном 21. Для фіксації вала конуса, використано траверси 22.

Сепаратор крапельної вологи контактного повітроохолоджувача має циліндричний корпус 7 з вхідними патрубками відповідно для газу 8 і води 9 на його кришці 10 і днищі 11. В корпус поміщена перегородка 12, що утворює у верхній її частині камеру розриву. У перегородці 12 співвісно закріплений внутрішній патрубок 14 з бічним вікном 15 і зливна труба 13. До корпусу під перегородкою тангенціально приєднаний вхідний патрубок 16, пов'язаний з горизонтальним кільцевим каналом, і закінчується біля бокового вікна 15. Канал утворений дном 17 та торцевою стінкою 18.

Дно 17 нахилене у бік корпусу і має поздовжню по периметру корпусу щілину, до якої прилягає кишеня 19 зі зливною трубою 20. Торцева стінка 18 примикає одним кінцем по дотичній до внутрішнього патрубку 14 в кінці вікна 15, а іншим кінцем утворює з корпусом вертикальну щілину.

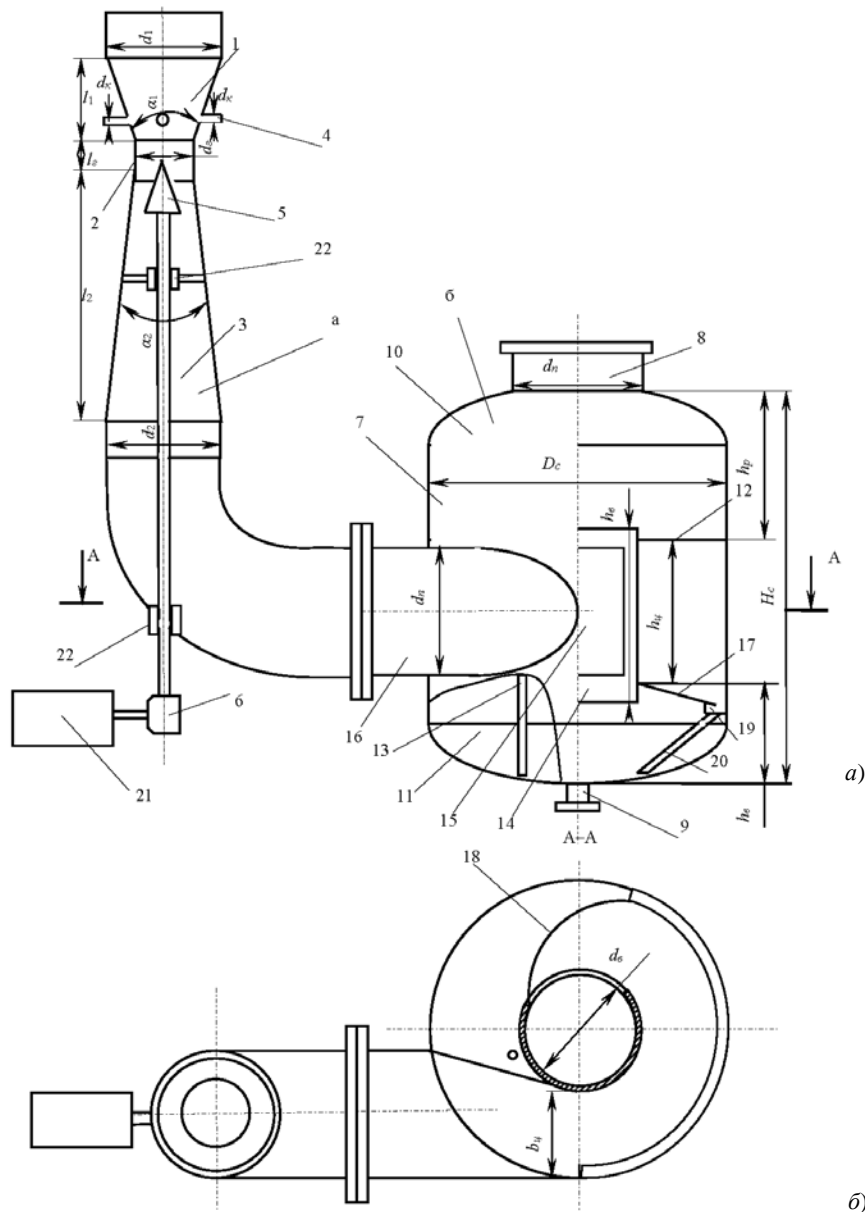


Рис. 2. Конструктивні елементи апаратів контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора:  
 а — змішувач типу труба Вентурі; б — відцентровий сепаратор

Сепаратор крапельної вологи працює таким чином. Через вхідний патрубок 16 водогазовий потік надходить у кільцевий канал, де він під дією відцентрових сил розширюється. При цьому вода, яка стікає під дією сили тяжіння зі стінки корпусу 7 і похилого дна 17 через поздовжню щілину, йде в кишню 19 і по трубці 20 на днище сепаратора.

У вертикальному зазорі відбувається розділення потоку: основна частина зневодненого газу проходить через вікно 9, а вода, притиснута відцентровою силою з частиною газу, йде у вільний простір сепаратора. У вільному просторі швидкість газу зменшується до величини невиносу крапель, і він проходить через внутрішній патрубок 8 з основним газовим потоком, а відокремлена вода стікає в днище 5 сепаратора.

Якщо окремі краплі води потрапляють у внутрішній патрубок 8, вони вловлюються в камері розриву завдяки виходу закрученого потоку. При цьому уловлена вода накопичується на перегородці 6 і стікає по трубці 7. Остаточо відокремлений від води газ проходить через вихідний патрубок 2, а вода через патрубок 3 — в регулятор рівня (на рис.1 не показано). Регулятор рівня підтримує гідрозатвор на днищі 5 сепаратора, що перешкоджає газу рухатися по трубах 7 і 14 і патрубку 3 [1].

На рис. 3 показано конструкцію труби Вентурі з регульованим перерізом горловини та необхідними конструктивними параметрами.

Для вибору конструктивних параметрів контактної системи охолодження в залежності від по-

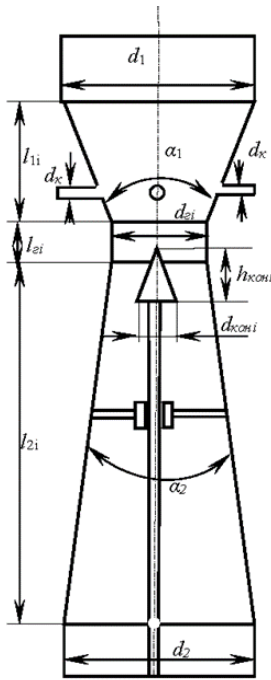


Рис. 3. Конструкція труби Вентурі з регульованим перерізом горловини

чаткових умов та режимів роботи турбокомпресора розроблено методику розрахунку.

Вихідні дані: мінімальні та максимальні можливі початкова температура повітря  $t_{e1 \min}$ ,  $t_{e1 \max}$ , °C; тиск повітря  $p_{1 \min}$ ,  $p_{1 \max}$ , Па; температура води  $t_{w1 \min}$ ,  $t_{w1 \max}$ , °C; об'ємна витрата повітря в охолоджувачі  $V_{e1 \min}$ ,  $V_{e1 \max}$ , м<sup>3</sup>/с.

Розраховуються такі параметри:

1. Максимальне та мінімальне раціональне значення площі перерізу горловини труби Вентурі (рис. 4)

– для ППО-1:

$$S_{\max 1} = 0,0739 + 0,0021 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} - 0,0163 \frac{p_{1 \min} - 0,22}{0,04} - 0,0018 \frac{t_{e1 \min} - 130}{10} + 0,0148 \frac{V_{e1 \max} - 7}{3} - 0,0002 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{p_{1 \min} - 0,22}{0,04} - 0,0002 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{t_{e1 \min} - 130}{10} - 0,0003 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} + 0,0004 \frac{p_{1 \min} - 0,22}{0,04} \cdot \frac{t_{e1 \min} - 130}{10} - 0,0032 \frac{p_{1 \min} - 0,22}{0,04} \cdot \frac{V_{e1 \max} - 7}{3} - 0,0004 \frac{t_{e1 \min} - 130}{10} \cdot \frac{V_{e1 \max} - 7}{3}, \text{ м}^2;$$

$$S_{\min 1} = 0,0739 + 0,0021 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} - 0,0163 \frac{p_{1 \max} - 0,22}{0,04} - 0,0018 \frac{t_{e1 \max} - 130}{10} + 0,0148 \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} - 0,0002 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{p_{1 \max} - 0,22}{0,04} - 0,0002 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{t_{e1 \max} - 130}{10} - 0,0003 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} + 0,0004 \frac{p_{1 \max} - 0,22}{0,04} \cdot \frac{t_{e1 \max} - 130}{10} - 0,0032 \frac{p_{1 \max} - 0,22}{0,04} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} - 0,0004 \frac{t_{e1 \max} - 130}{10} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3}, \text{ м}^2;$$

– для ППО-2:

$$S_{\max 2} = 0,0271 + 0,00069 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} - 0,0054 \frac{p_{1 \min} - 0,48}{0,08} - 0,00069 \frac{t_{e1 \min} - 155}{15} + 0,0058 \frac{V_{e1 \max} - 7}{3} - 0,000063 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{p_{1 \min} - 0,48}{0,08} - 0,000063 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{t_{e1 \min} - 155}{15} - 0,000062 \frac{t_{w1 \max} - 20}{10} \cdot \frac{V_{e1 \max} - 7}{3} + 0,000063 \frac{p_{1 \min} - 0,48}{0,08} \cdot \frac{t_{e1 \min} - 155}{15} - 0,00119 \frac{p_{1 \min} - 0,48}{0,08} \cdot \frac{V_{e1 \max} - 7}{3} - 0,00019 \frac{t_{e1 \min} - 155}{15} \cdot \frac{V_{e1 \max} - 7}{3}, \text{ м}^2;$$

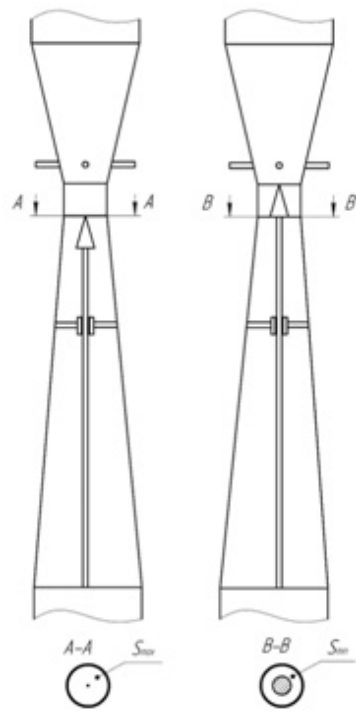


Рис. 4. Труба Вентурі з мінімальним та максимальним значенням перерізу горловини

$$S_{\min 2} = 0,0271 + 0,00069 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} - 0,0054 \frac{p_{1 \max} - 0,48}{0,08} - 0,00069 \frac{t_{e1 \max} - 155}{15} + 0,0058 \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} - 0,000063 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{p_{1 \max} - 0,48}{0,08} - 0,000063 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{t_{e1 \max} - 155}{15} - 0,000062 \frac{t_{w1 \min} - 20}{10} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} + 0,000063 \frac{p_{1 \max} - 0,48}{0,08} \cdot \frac{t_{e1 \max} - 155}{15} - 0,00119 \frac{p_{1 \max} - 0,48}{0,08} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3} - 0,00019 \frac{t_{e1 \max} - 155}{15} \cdot \frac{V_{e1 \min} - 7}{3}, \text{ м}^2;$$

$$\begin{aligned} & \cdot \frac{p_{1\max} - 0,48}{0,08} - 0,000063 \frac{t_{w1\min} - 20}{10} \cdot \frac{t_{e1\max} - 155}{15} - 0,000062 \frac{t_{w1\min} - 20}{10} \cdot \\ & \cdot \frac{V_{e1\min} - 7}{3} + 0,000063 \frac{p_{1\max} - 0,48}{0,08} \cdot \frac{t_{e1\max} - 155}{15} - 0,00119 \frac{p_{1\max} - 0,48}{0,08} \cdot \\ & \cdot \frac{V_{e1\min} - 7}{3} - 0,00019 \frac{t_{e1\max} - 155}{15} \cdot \frac{V_{e1\min} - 7}{3}, \text{ м}^2, \end{aligned}$$

де індекси  $\max$  та  $\min$  — максимальне і мінімальне значення параметрів;

2. Діаметр горловини змішувача

$$d_{zi} = \sqrt{\frac{4S_{\max i}}{\pi}}, \text{ м.}$$

3. Довжина горловини змішувача

$$l_{zi} = 0,15d_{zi}, \text{ м.}$$

6. Діаметр регулювального конуса

$$d_{\text{коні}} = d_{zi} - \sqrt{\frac{4S_{\min i}}{\pi}}, \text{ м.}$$

7. Висота регулювального конуса

$$h_{\text{коні}} = l_{zi}, \text{ м.}$$

8. Хід регулювального конуса в залежності від раціонального перерізу горловини

$$l_{\text{хіді}} = h_{\text{коні}} - \frac{2h_{\text{коні}} \sqrt{\frac{S_{\max i} - S_{\text{раці}}}{\pi}}}{d_{\text{коні}}}, \text{ м,}$$

де  $S_{\text{раці}}$  — раціональне значення перерізу;

9. Довжина конфузора змішувача

$$l_{1i} = (d_1 - d_{zi}) / 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}, \text{ м,}$$

де  $d_1$  — діаметр конфузора, м;  $\alpha_1$  — центральний кут конфузора, град. (береться  $\alpha_1 = 25 \dots 28^\circ$ ).

10. Довжина дифузора змішувача

$$l_{2i} = (d_2 - d_{zi}) / 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}, \text{ м,}$$

де  $d_2$  — діаметр дифузора, м;  $\alpha_2$  — центральний кут дифузора, град. (береться  $\alpha_2 = 6 \dots 7^\circ$ ).

11. Критична швидкість у сепараторі

$$U_{c, \text{кр}} = \frac{Ku_{\text{кр}} \sqrt[4]{\sigma_w \rho_w g}}{\sqrt{\rho_e}}, \text{ м}^2.$$

12. Площа поперечного перерізу відцентрового каналу сепаратора

$$S_{\text{ц}} = k_3 \frac{V_e}{U_{c, \text{кр}}}, \text{ м}^2,$$

де  $k_3 = 0,15 \dots 0,20$  — коефіцієнт запасу.

13. Діаметр внутрішнього каналу сепаратора

$$d_e = 2 \sqrt{S_{\text{ц}} / \pi}, \text{ м.}$$

14. Висота внутрішнього каналу сепаратора

$$h_e = d_e, \text{ м.}$$

15. Висота відцентрового каналу сепаратора

$$h_{\text{ц}} = d_e - \Delta_n, \text{ м.}$$

16. Ширина відцентрового каналу сепаратора

$$b_{\text{ц}} = S_{\text{ц}} / h_{\text{ц}}, \text{ м.}$$

17. Внутрішній діаметр сепаратора

$$D_c = d_B + 2(\Delta_B + b_{II}), \text{ м.}$$

18. Висота камери розриву сепаратора

$$h_p = 1,2d_B, \text{ м.}$$

19. Висота водо-повітряної камери

$$h_B = 0,5d_B, \text{ м.}$$

20. Висота сепаратора

$$H_c = 2,7 + 2\Delta_c, \text{ м.}$$

21. Діаметр патрубків сепаратора

$$d_{II} = d_B, \text{ м.}$$

22. Діаметр водяного каналу змішувача

$$d_k = 2 \left( \frac{(2\Delta p_w / \rho_w)^{0,5}}{\pi} \right)^{0,5}, \text{ м,}$$

де  $\Delta p_w$  — перепад тиску в каналі, Па, (береться  $\Delta p_w = 0,2$  МПа).

23. Вибір дожимного насоса здійснюється відповідно до індивідуальної характеристики робочої точки з параметрами

$$p_p = p_g + \Delta p_w - p_c, \text{ Па,}$$

де  $p_c$  — тиск води в мережі компресорної станції, Па,

а також

$$V_p = n_m V_w + V_{m,d}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

де  $V_w$  — об'ємна раціональна витрата циркуляційної води,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V_{m,d}$  — об'ємна витрата води на охолодження олії та електродвигуна компресора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

Усі розрахункові геометричні параметри округляються до найближчих стандартних значень.

### Висновки

В результаті досліджень розроблено:

- конструкцію контактної змішувача труби Вентурі з регульованою горловиною;
- методику розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів апаратів контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів;
- рекомендації щодо вибору обладнання для контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] О. В. Замицький, і О. В. Ільченко, «Дослідження сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах», *Вісник Криворізького національного університету*, вип. 53, с. 107-112, 2021.
- [2] О. В. Замицький, В. А. Громадський, і О. В. Ільченко, «Вибір конструкції змішувача контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора», *Вісник Криворізького національного університету*, вип. 54, с. 33-37, 2022.
- [3] O. V. Zamytskyi, O. V. Ilchenko, N. O. Holiver, and N. V. Bondar, «Optimization mathematical model of a contact air cooler for a mine turbocompressor», *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, pp. 85-91, 2023.

Рекомендована кафедрою інженерних систем у будівництві ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 17.01.2024

**Замицький Олег Володимирович** — д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики, e-mail: olegvladlam@knu.edu.ua ;

**Ільченко Ольга Віталіївна** — асистент кафедри теплоенергетики, e-mail: ilchenko.o.v@knu.edu.ua .

Криворізький національний університет, Кривий Ріг

O. V. Zamytskyi<sup>1</sup>  
O. V. Ilchenko<sup>1</sup>

## Development of Recommendations for the Implementation of the Contact Cooling System of Mine Turbocompressors

<sup>1</sup>Kryvyi Rih National University

*The compressed air cooling system is used not only for dehumidification, but also to reduce energy consumption. The most important feature of the isothermal process is that the work required to compress the gas is less than in other compression processes. This feature determines the economic feasibility of cooling compressed gas in compressors and the desire to approach an isothermal process. This means that greater part of the heat must be removed during compression in the impeller. Therefore, it is clear that it is almost impossible to achieve isothermal compression in a centrifugal compressor. The less the energy consumption will be, the more the actual process will approach isothermal, that is, the less the temperature of the gas will rise during the compression process. Thanks to the cooling of the gas during the compression process, energy consumption can be significantly reduced. Air cooling (intermediate and final in compressor units) is mainly carried out by shell-and-tube type devices. Such devices have a number of disadvantages, the most important of which are: insufficient cooling of the compressed air, the formation of deposits on the working surfaces of the devices, and the increased content of moisture and oil vapors in the compressed air. These shortcomings negatively influence the quality of compressed air and increase the danger of using pneumatic energy (the possibility of hydraulic shocks, explosions and fires, and internal icing in pneumatic networks). The advantages of contact heat exchangers over surface heat exchangers are: absence of deposits, reduction of corrosive and erosive wear and metal content, increase of reliability and heating temperature of coolants, etc. All this leads to the widespread use of these devices in industry and the prospect of their use in objects of new technology. As a result of the research, the design of the Venturi contact mixer with an adjustable neck was developed. The methodology for calculating the structural and operational parameters of the contact system cooling devices of mine turbo compressors has been developed. Recommendations for the selection of equipment for the contact cooling system of mine turbo compressors have been developed.*

**Keywords:** compressed air, turbo compressor, contact cooling system, energy saving, efficiency, Venturi tube.

*Zamytskyi Oleh V.* — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: olegvladzam@knu.edu.ua ;

*Ilchenko Olha V.* — Assistant of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: ilchenko.o.v@knu.edu.ua