

ложення / Б. М. Андрєєв, Д. В. Бровко, В. В. Хворост, Р. О. Осипенко. // Форум гірників – 2017: матеріали міжнар. конф. – Дніпро: НГУ. – 2017. – С. 95–100.

10. Методические указания к расчету и выбору параметров буровзрывного комплекса при проходке горизонтальных выработок для студентов специальности 0904 / Сост. Ю. К. Пасиченко, В. А. Самонин. – Кривой Рог: КГРИ, 1990. – 20 с.

Рукопис подано до редакції 05.04.2018

УДК 621.515:681.11.057

О.В. ЗАМИЦЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., М.І. ШЕПЕЛЕНКО, аспірант  
Криворізький національний університет

## ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В ДОСЛІДЖЕННІ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНИХ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА

**Мета.** Метою даної роботи є встановлення гідродинамічних закономірностей для системи охолодження стисненого повітря. Ефективна робота турбокомпресорного устаткування, залежить від температури повітря на виході в секції турбокомпресора, що не охолоджуються. Вирішення проблеми є застосування контактної системи охолодження з повітроохолоджувачами, при роботі яких стиснене повітря має безпосередній контакт з циркулярною водою, в процесі експлуатації ефективність контактної повітроохолоджувача практично є незмінною. Найбільш прийнятним для умов системи охолодження турбокомпресора є апарат, який складається з труби Вентурі та відцентрового сепаратора краплинної вологи. Даний теплообмінний апарат є простим у виробництві, мало металоємний, має достатньо високу ефективність тепломасообміну та невеликий гідравлічний опір.

**Методи дослідження.** Методом кінцевих елементів розроблена імітаційна комп'ютерна модель контактної повітроохолоджувача турбокомпресора та на її основі проведено дослідження віртуальних фізичних процесів. Обґрунтованість та достовірність роботи обумовлена аналітичними та експериментальними методами досліджень, які були проведені на віртуальних моделях.

**Наукова новизна** полягає в тому, що вперше для апаратів контактної системи охолодження стисненого повітря типу «труба Вентурі – сепаратор краплинної вологи» встановлено, що в апаратах контактної системи охолодження стисненого повітря початкова швидкість води повинна бути більшою за початкову швидкість повітря в 3,5 – 4,2 рази; визначено оптимальні конструкторські параметри, такі як: оптимальна кількість вхідних патрубків ( $n = 4-5$ ) для охолоджуючої води та кут розміщення внутрішньої перегородки в сепараторі краплинної вологи.

**Практична значимість.** Результати цієї роботи мають наукове значення, так як одержані в ній дані, дають змогу збільшити ефективність стандартного обладнання, яке використовується на теплових електростанціях для виробництва електроенергії та тепла.

**Результати.** Розроблена робота супроводжується віртуальними моделями агрегатів, з допомогою яких є можливим подальше дослідження процесу охолодження стиснутого повітря. Дана модель відповідає характеристикам реальних об'єктів і процесів та може використовуватись в якості прототипу при реальному проектуванні.

**Ключові слова:** повітроохолоджувач, турбокомпресор, газорідна система, краплинна волога, моделювання, імітаційне.

doi: 10.31721/2306-5451-2018-1-46-85-90

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** В сучасних системах гірничого устаткування використовуються достатньо складне пневмозабезпечення. Надійність роботи та ефективність значно залежать від якості очищення стисненого повітря.

Система стисненого повітря для пневмозабезпечення має широке розповсюдження в кожній галузі промисловості і гірництво не є винятком. Якість стисненого повітря – це надзвичайно важливий показник від якого залежить ефективність та надійність обладнання пневмозабезпечення. Стиснене повітря не повинно мати в своєму вмісті частин масла, механічних мікро частин, а також надмірної кількості вологи.

Традиційним є застосування на підприємствах, багатоступінчастих турбокомпресорів, для вироблення стиснутого повітря. Для безперечної експлуатації таких турбокомпресорів, потрібно вирішити їх основну технічну задачу – проміжне охолодження стисненого повітря між секціями турбокомпресора. Для цього застосовують повітроохолоджувачі поверхневого типу, але такі установки не завжди забезпечують необхідне охолодження повітря. По-перше це пов'язано з відсутністю на компресорних установках відповідної підготовки води. Жорстка вода призводить до забруднень теплообмінних поверхонь накипним відкладенням, яке в подальшому зменшує загальну ефективність установок. По-друге важливим питання є утворення пило-

мастильного нагару на зовнішніх теплообмінних поверхнях оребрення трубного пучка повітроохолоджувачів, який виникає в умовах підприємства працюючих на твердому паливі, де в повітрі присутня значна кількість вугільного пилу.

В найгірших випадках, температура повітря на виході з повітроохолоджувачів, може досягати 75-90°C (замість 35°C). У той же час підвищення температури повітря після проміжних охолоджувачів повітря на 10°C, в діапазоні тисків 0,7-0,8 МПа, призводить до збільшення питомої витрати електроенергії в середньому на 0,6-0,8% [1], а перевитрата електроенергії на один турбокомпресор може скласти 450-600 кВт·год на добу. Погіршення ефективності кінцевих повітроохолоджувачів безпосередньо не впливає на роботу турбокомпресорів, але призводить до збільшення втрат тиску при транспортуванні стисненого повітря і потрапляння вологи в пневмодвигуни машин через віддалення точки випадання конденсату.

Для ефективної експлуатації установок треба дотримуватись ряду внутрішніх та зовнішніх факторів, таких як температура після охолодження в проміжних повітроохолоджувачах, температура та тиск навколишнього середовища, втрати тиску в проміжних повітроохолоджувачах, а також накип на внутрішніх та пило-мастильний нагар на зовнішніх теплообмінних поверхнях повітроохолоджувачів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Чистота повітря, яке всмоктується, є важливим показником навколишнього середовища та являється необхідною умовою для ефективної роботи турбокомпресора. Шляхи зменшення концентрації вугільного пилу наведено в роботах Боброва А.І., Коренева А.П. [2], Бузова А.А., Бузова А.І., Сіліна А.В., Цабієва О.Н. [3], Басманова П.І., Кіріченко В.І., Філатова Ю.Н та Юрова Ю.Л. [4]. Повітря, яке буде використане турбокомпресором, повинно бути очищене від пилу у фільтрі. Зазвичай використовують металеві коробчасті фільтри коміркового типу.

Також охолодження циркуляційної води в системі повітроохолоджувача турбокомпресора – це один з шляхів підвищення його ефективності. Від температури труб проміжного охолоджувача залежить і ефективність охолодження. Найчастіше на промисловості Криворіжжя для охолодження циркуляційної води застосовують градирні. Способи підвищення охолодження води описані в роботах Пономаренко В.С. [5], Сосновського С.К., Кравченко В.П. [6-7], Лаптева А.Г., Ведьгаєвої І.А. [8], Гончарова А.В. [9] та інших авторів. Охолодження в градирнях протікає за рахунок випаровування частини води при контакті з повітрям. В такому охолодженні має місце крапельне унесення, що приведе до необхідності в безперервній подачі води в систему. Теоретичним альтернативним способом охолодження циркуляційної води є застосування контактних теплообмінних апаратів, як охолоджувачів циркуляційної води. Таке рішення значно б скоротило втрати води та зменшило габарити устаткування. На даний час, це питання потребує проведення додаткових досліджень.

Одним з найважливіших факторів, який впливає на ефективність роботи турбокомпресорного устаткування, є температура повітря на виході в секції турбокомпресора, що не охолоджуються. В роботах Сахновського В.І., Дмитрійчука П.В., Куроченко В.М., Мікітенко А.Р. [10], Лапшина А.А. [11], Басова Ю.Ф., Жеманюка П.Д., Петухова І.І. та ін. [12] описані способи зниження температури повітря.

Існують декілька способів охолодження повітря в турбокомпресорах: попереднього, внутрішнього і зовнішнього охолодження [13-14].

Основним недоліком таких охолоджувачів є відкладення накипу на внутрішніх стінках труб повітроохолоджувачів. Це пов'язано з роботою апарата на воді яка не пройшла відповідну підготовку.

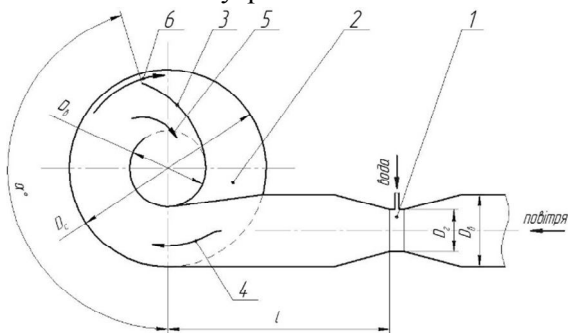
Використання апарату, який складається з труби Вентурі та відцентрового сепаратора краплинної вологи - є оптимальним. Це пояснюється відсутністю оребрених поверхонь, які постійно піддаються забрудненню, що в свою чергу приведе до зниження ефективності устаткування.

**Постановка завдання.** Традиційна система охолодження турбокомпресора (використання повітроохолоджувача поверхневого типу і градирня) має ряд недоліків: постійне забруднення теплообмінних поверхонь повітроохолоджувача пило-масляним нагаром та втрати води при охолодженні циркуляційної води в градирні. Вирішенням проблеми забруднення теплообмінних поверхонь є застосування контактної системи охолодження з повітроохолоджувачами, при роботі яких стиснене повітря має безпосередній контакт з циркулярною водою, в процесі експлуатації ефективність контактного повітроохолоджувача практично є незмінною.

При виборі контактних апаратів системи охолодження турбокомпресора в якості показників інтенсивності тепло- та масообміну визнають такі показники, як: теплова напруженість об'єму реактивного простору; теплова напруженість перетину реактивного простору; енергетичний коефіцієнт, тобто витрати енергії на привод вентилятора та насоса та коефіцієнт ефективності теплообміну [15].

Найбільш прийнятним для умов системи охолодження турбокомпресора є апарат, який складається з труби Вентурі та відцентрового сепаратора краплинної вологи. Даний теплообмінний апарат є простим у виробництві, мало металоємний, має достатньо високу ефективність тепломасообміну та невеликий гідравлічний опір.

**Викладення матеріалу та результати.** Контактний повітроохолоджувач зображений на рис. 1 та включає в себе змішувальний пристрій, у вигляді труби Вентурі 1, сепаратор краплинної вологи 2 з внутрішньою кишенькою 3.



**Рис. 1.** Схема контактної повітроохолоджувача: 1 – змішувальний пристрій, труба Вентурі; 2 – сепаратор краплинної вологи; 3 – внутрішня перегородка; 4 – суміш повітря та води; 5 – сухе повітря; 6 – суміш повітря та води

Повітроохолоджувач працює наступним чином: холодна вода вприскується в конфузори труби Вентурі 1, розпилюється потоком гарячого повітря утворюючи повітряно-водяну суміш. В утвореній суміші проходить інтенсивний теплообмін, при якому значна частина тепла передається від повітря воді. В сепараторі 2 нагріта

краплинна волога відцентровою силою відкидається до периферії, де з частиною повітря виходить через зазор поміж корпусом і перегородкою 3 в вільний простір. На цьому етапі швидкість повітря знижується до величини не виносу крапель, проходить змішування з основним потоком сухого охолодженого повітря. Волога, яка відділилась в сепараторі самопливом надходить в регулятор рівня, який забезпечує її відведення з підтриманням гідравлічного затвора.

Основними конструктивними параметрами контактної повітроохолоджувача є: діаметр горловини труби Вентурі  $D_r$ , довжина прямолінійного водоповітряного каналу  $l$  і кутова відстань до внутрішньої перегородки сепаратора  $\alpha$ .

При цьому заданими є: діаметр підвідного повітропроводу  $D_b$ , а також діаметр сепаратора  $D_c$ , обраний з урахуванням технічних характеристик обраної моделі турбокомпресора.

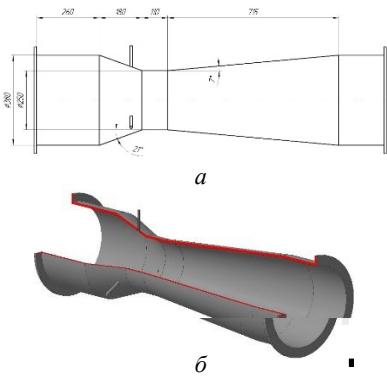
З чисельного розрахунку, на прикладі кінцевого ступеня охолодження турбокомпресора К-500, характерні наступні параметри  $D_b = 0,38$  м – діаметр повітропроводу;  $D_c = 1,0$  м – діаметр сепаратора;  $Q_c = 1,3$  м<sup>3</sup>/с – об'ємна витрата стисненого повітря;  $\rho_b = 8,2$  кг/м<sup>3</sup> – густина стисненого повітря;  $d_k = (1,0 \pm 0,75) \cdot 10^{-3}$  м – спектральний склад крапель води, відповідний тепломасообміну процесу [15].

Для візуалізації моделі повітроохолоджувача використовувався програмний продукт КОМПАС-3Д компанії АСКОН.

Модель повітроохолоджувача складається з двох деталей: змішувачий пристрій в вигляді труби Вентурі та сепаратора краплинної вологи. Результати комп'ютерного моделювання представлені на рис. 2. - рис. 4.

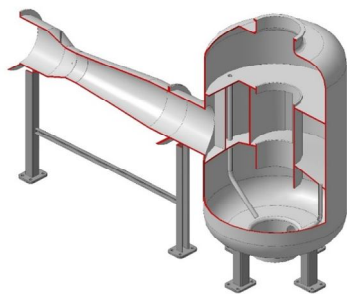
Наступним етапом дослідження є розробка фізичної моделі процесу охолодження в устаткуванні. Для цього, в першу чергу, робочий об'єм моделі треба розбити на різноманітні осередки, тобто створити кінцево-елементну сітку. Функція побудови кінцево-елементної сітки є в більшості систем автоматизованого проектування. З різноманітності програмного забезпечення було обрано продукт *ANSYS Workbench 14.5*. Дана програма пропонує широкий вибір можливостей кінцево-елементного дослідження. Застосування даного функціоналу можливо не тільки на етапі лінійного стаціонарного аналізу, а й має місце в реалізації аналізу нелінійних перехідних процесів.

При створенні кінцево-елементної сітки моделі повітроохолоджувача мінімальний розмір осередка сітки складає  $8,4393 \times 10^{-4}$  м, розмір обирається з урахування того, що внутрішні поверхні сепаратора мають специфічних ущільнення і потребують зменшеного розміру осередка для коректного розрахунку в *ANSYS Fluid Flow (CFX)*. Час затрачений на генерацію сітки склав 12 хв.

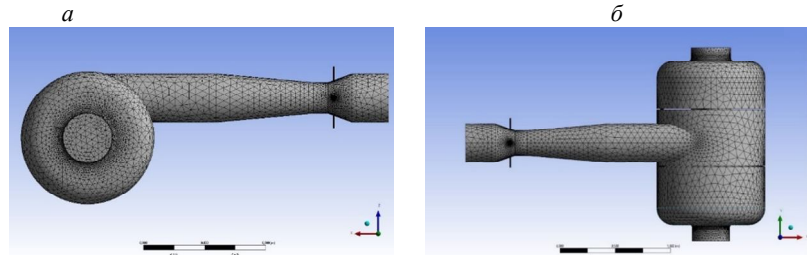


**Рис. 2.** 3D модель змішувального пристрою, труби Вентурі: *а* – фронтальний вигляд моделі; *б* – аксонометрія розрізу моделі

Результат накладання сітки на поверхню об'єму представлений на рис. 5 *а*, *б* і має 1149978 елементів.



**Рис. 4.** Розріз 3D моделі повітроохолоджувача ВКС-658

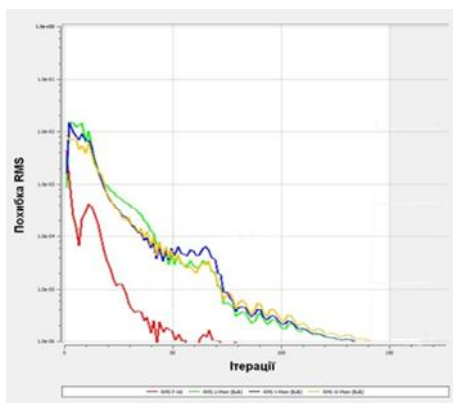


**Рис. 5.** Модель кінцево-елементної сітки в ANSYS

Обчислення введених параметрів є фінальним етапом створення фізичної моделі. Цей етап є найдовшим з усіх вище описаних але водночас самим легким, адже всі необхідні маніпуляції від користувача вже були вироблені. Час обчислень на пряму залежить від параметрів ПК.

Чисельне моделювання робочого об'єму проведено з допомогою програмного комплексу ANSYS CFX з застосуванням персонального комп'ютера на базі процесора Intel Core i5 з частотою 3,10 GHz та об'ємом оперативної пам'яті 10 Gb.

Встановлений режим розрахунку при похибці  $RMS = 10^{-2}$  був досягнений за 140 ітерацій (рис.6).



**Рис. 6.** Графік імпульсної та масової збіжності розрахунку

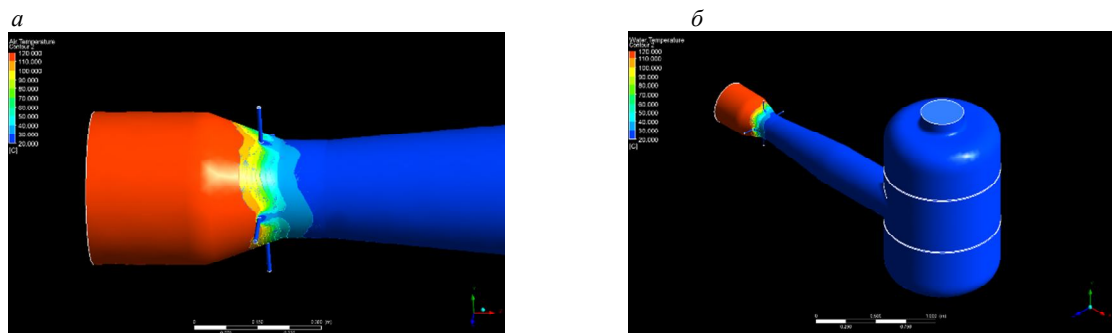
Забезпечення ефективної роботи повітроохолоджувачів турбокомпресорів напряму залежить від правильної сепарації нагрітої води від охолодженого повітря. Для дослідження газодинамічних процесів в повітроохолоджувачі можуть бути використані методи обчислювальної газодинаміки, яка реалізована в програмних засобах ANSYS CFX, Fluent, Polyflow.

Фізична модель охолодження та сепарації в повітроохолоджувачі дає можливість в повному обсязі дослідити та обрати раціональні параметри контактних повітроохолоджувачів турбокомпресора. Розроблена модель дозволяє отримати поля розподілу температур, швидкостей, тиску та ряду інших параметрів потоку в різних перетинах досліджуваного робочого об'єму повітроохолоджувача. На ос-

нові цих даних можливо зробити висновок, щодо правильності роботи апарату. Розробка моделі та методики руху потоків дає можливість спрогнозувати їх поведінку відносно один одного.

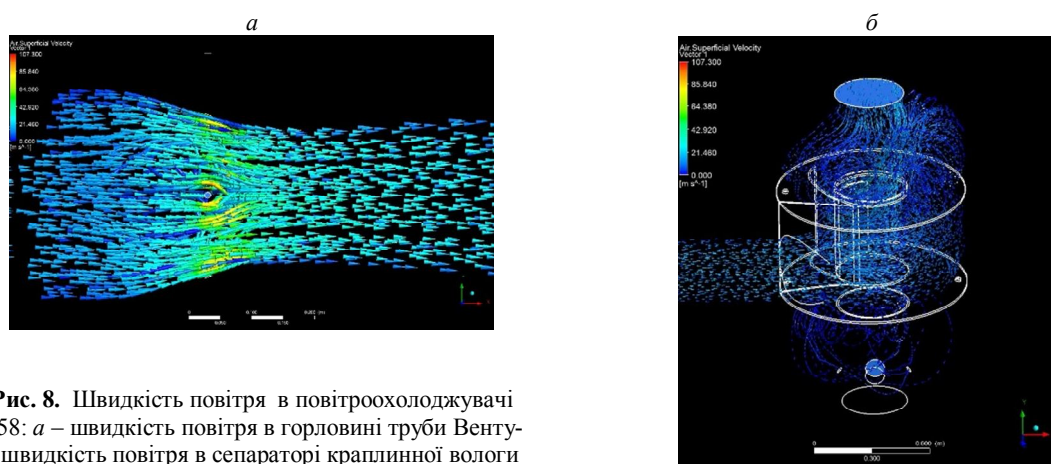
Результатом розробки моделі є візуалізація, тобто преображення різної інформації в зоровий образ.

Так по результатам представленим на рис. 7. *а, б* видно, що охолодження повітря проходить в початковий момент часу (а саме  $\tau = 0,35$  с) підчас вприскування охолоджуючої води в конфузур труби Вентурі. Далі агрегат заповнюється вже сумішшю повітря-вода ( $t \approx 40^\circ\text{C}$ ) з подальшою сепарацією води.



**Рис. 7.** Температурний градієнт охолодження повітря: *а* – температурний градієнт охолодження повітря на етапі змішування середовищ; *б* – загальний температурний градієнт охолодження

Далі суміш з кінцевою температурою  $40^\circ\text{C}$  тангенціально потрапляє до сепаратора краплинної вологи. З рис. 8 *а, б* видно, що ізолінії на периферії сепаратора мають меншу швидкість, це свідчить про оптимальний вибір геометричних параметрів конструкції апарату.



**Рис. 8.** Швидкість повітря в повітроохолоджувачі ВКС-658: *а* – швидкість повітря в горловині труби Вентурі; *б* – швидкість повітря в сепараторі краплинної вологи

Дослідження проводилися з метою визначення показників інтенсивності тепломасообміну та перевірки адекватності отриманих теоретичних параметрів. Визначено оптимальні значення газорідної системи для початкових умов проміжного і кінцевого охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах.

Для проведення чисельних експериментів використовувалась віртуальна модель повітроохолоджувача ВКС-658. Експерименти проводились в декілька етапів. В межах кожного експерименту варіюється тільки початкова швидкість середовищ.

В першому експерименті варіюється початкова швидкість повітря  $v_n$ , в межах 5-20 м/с. Швидкість повітря в горловині  $v_r$  при цьому змінюється від 21,5-85,7 м/с. В другому варіюється початкова швидкість води  $v_b$ , в межах 20-60 м/с.

Встановлено, що найбільший вплив на температуру повітря на виході з апарату має його швидкість в горловині труби Вентурі.

З огляду на що, для забезпечення ефективної експлуатації повітроохолоджувача, режим охолодження повітря повинен протікати з одночасним його осушенням, встановлено що швидкість води повинна обиратись не більше ніж в 3,5-4,2 рази за швидкість повітря.

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** В результаті виконаних теоретичних та

експериментальних досліджень, отримано нове рішення актуальної наукової проблеми встановлення закономірностей тепломасообмінних процесів, що протікають в повітроохолоджувачі ВКС-658, за рахунок визначення залежності інтенсивності тепломасообміну та стійкості гідродинаміки суміші повітря-вода в апаратах контактної системи охолодження турбокомпресора типу «труба Вентурі – сепаратор краплинної вологи», що шляхом застосування розробленої на цій основі принципово нової системи охолодження забезпечує стабільне постачання обладнання стисненим повітрям і має велике значення для енергетичної промисловості. Встановлено, що швидкість повітря в горловині повітроохолоджувача визначає температуру середовища на виході з апарату та кінцевий вологовміст повітря.

### Список літератури

1. Гончаров А.В. Мероприятия по повышению охлаждающей способности башенных и вентиляторных градирен в системах технического водоснабжения / А.В. Гончаров, Энергетик. – 2003. – № 3. – С. 18-19.
2. Бобров А. И. Пути улучшения пылевой обстановки в горных выработках на основе управления пылевоздушными потоками / А. И. Бобров, А. П. Корнев // Безопасность труда в промышленности. – 1996. – №1. – С. 18–22.
3. Буров А.А. Центробежная очистка промышленных выбросов в атмосферу / Буров А.А., Буров А.И., Силин А.В., Цабиев О.Н. // Экология докільля та безпека життєдіяльності. – 2005. – № 6. – С. 44 – 51.
4. Басманов П.И. Высокоэффективная очистка аэрозолей фильтрами Петрянова / П.И. Басманов, В.И. Кириченко, Ю.Н. Филагов, Ю.Л. Юров – М., 2002. – 193 с.
5. Мурзин В. А. Рудничные пневматические установки // В. А. Мурзин, Ю.А. Цейтлин // М.: Недра, 1965.–312 с.
6. Пономаренко В.С. Вопросы модернизации градирен / В.С. Пономаренко // Водоснабжение и санитарная техника. – 1995. – № 8. – С. 11–13.
7. Сосновский С.К. Определение эффективности охлаждения циркуляционной воды в вентиляторы и башенных градирнях / С.К. Сосновский, В.П. Кравченко // Энергетика та електрифікація. – 2008. – №3. – С. 37 – 41.
8. Сосновский В.П. Кравченко // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – №4 (144). – С. 51 – 60.
9. Лаптев А.Г. Устройство и расчет промышленных градирен: Монография / А.Г. Лаптев, И.А. Ведьгаева // Казань: КГЭУ, 2004. – 180 с.
10. Сахновский В.И. Исследование способов снижения температуры рудничного воздуха в переходной период / В.И. Сахновский, П.В. Дмитриичук, В.М. Куроченко, А.Р. Микитенко // Снижение уровня вредных производственных факторов на горнорудных предприятиях (ВНШБТГ). – М., 1986. – С. 23–27.
11. Лапшин А.А. Снижение температуры воздуха в тупиковых выработках шахт путем охлаждения вентиляционной струи в забоях / А.А. Лапшин // Уголь Украины, - 2010. – №2 – С. 130-135.
12. Басов Ю.Ф. Распылительные системы охлаждения циклового воздуха газотурбинного привода и их эффективность / Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, И.И. Петухов [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7(64). – С. 38-43.
13. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис // М. – Л.: Машгиз, 951.–245 с.
14. Мурзин В.А. Рудничные пневматические установки // В.А. Мурзин, Ю.А. Цейтлин // М.: Недра, 1965.–312 с.
15. Трегубов В.А. Выбор конструктивных параметров контактных воздухоохладителей шахтных турбокомпрессоров / В.А. Трегубов, Замыцкий О.В., Б.М. Литовко // Збірник наукових праць Науково-дослідного гірничорудного інституту Державного вищого навчального закладу «Криворізький національний університет». – Кривий Ріг, НДГРІ ДВНЗ «КНУ», 2014-2015. – №55 – 316 с.

Рукопис подано до редакції 06.11.2017

УДК 530

О.А. ГУЛІВЕЦЬ, канд. техн. наук, доц., С.Ю. ОЛІЙНИК, асистент, Р.А. ІЛЬЧЕНКО, студент  
Криворізький національний університет

## КРИТЕРІЇ ПОДІБНОСТІ АЕРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВІТРОДВИГУНІВ

**Мета.** Установити критерії подібності процесу обтікання вітровим потоком лопатей роторів вітродвигунів та на їх основі одержати залежності для визначення раціональних значень параметрів роторів вітродвигунів і їх робочих характеристик за результатами досліджень їх фізичних моделей.

**Методи дослідження.** Метод дослідження – аналітичний.

**Наукова новизна.** Установлені критерії подібності процесу обтікання вітровим потоком лопатей роторів вітродвигунів і на основі визначені залежності для визначення параметрів роторів вітродвигунів і їх робочих характеристик за результатами досліджень їх фізичних моделей.

**Практична значимість.** На основі установлених критеріїв подібності робочих процесів горизонтально-осьових та вертикально-осьових вітродвигунів розроблені залежності для визначення значень параметрів натурних зразків