

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА СТВОРЕННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ СТРУМИННО-РЕАКТИВНИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН

Ванєєв Сергій Михайлович

кандидат технічних наук, доцент
Сумський державний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-8205-0209
s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua

Мірошниченко Дмитро Валерійович

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Сумський державний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0009-0009-6785-8996
d.miroshnychenko@ksu.sumdu.edu.ua

Мірошниченко Ольга Ігорівна

аспірант
Сумський державний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0001-7131-8575
o.miroshnychenko@kttf.sumdu.edu.ua

Бага Тетяна Сергіївна

асистент
Сумський державний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0003-0258-695X
t.baha@kttf.sumdu.edu.ua

Мелейчук Олександр Станіславович

аспірант
Сумський державний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0009-0003-2637-0106
ol.meleychuk@kttf.sumdu.edu.ua

Енергетика України є основоположною галуззю для розвитку економіки держави та збереження її суверенітету. Суттєвою проблемою сьогодні є розумне використання енергетичних ресурсів Землі. Україна намагається вирішити це питання, про що свідчить реалізована програма «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність (Енергетична стратегія України до 2035 року)».

Предметом вивчення у статті є струминно-реактивні розширювальні машини. Мета роботи: розглянути принцип роботи та особливості конструкції існуючих струминно-реактивних відцентрових розширювальних машин. Завдання: на основі аналізу існуючих струминно-реактивних відцентрових розширювальних машин відокремити особливості конструкції та параметри, що впливають на роботу цих машин.

Енергетична галузь переживає серйозні потрясіння. У Німеччині, наприклад, великі атомні та вугільні електростанції в гігаватного масштабу плануються закрити в найближчі роки. Багатоступінчасті осьові турбіни переважали протягом останніх ста років на електростанціях класу кілька сотень МВт, і ця архітектура, звичайно, не є відповідним рішенням для утилізації енергії надлишкового тиску пари або газу, з якої можна отримати потужність 1 МВт або навіть нижче 100 кВт. Парові турбіни, що використовувалися до цього часу, вже не підходять для цих завдань. Електроенергія має вироблятися в багатьох невеликих установках у децентралізованій відновлюваній енергетиці і екологічно чистим способом.

З цієї причини автори досліджують відомі конструкції турбін, які практично не використовувалися через їх низьку ефективність і майбутні електроприводи. Однак ці незвичайні конструкції турбін можуть підійти для малих та мікромасштабних розподілених електростанцій і міні-ТЕЦ, що використовують як класичні термодинамічні цикли, так і цикли з утилізації сонячного, геотермального тепла, тепла біомаси, продуктів згоряння або потенційної енергії тиску, що втрачається при редуванні, тому що в цих умовах класичні турбіни (осьові і доцентрові), також мають низьку ефективність при більш складній конструкції та собівартості.

Обґрунтовано доцільність використання струминно-реактивних відцентрових розширювальних машин із ущільненням у осьовому зорі.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному: створено класифікацію струминно-реактивних відцентрових розширювальних машин.

Ключові слова: струминно-реактивна турбіна, енергозбереження, проточна частина, робоче колесо, сопло.

DOI <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.1.2>

Вступ. Величезна кількість малопотужних розширювальних машин знайшли своє застосування в пневматичних системах у якості пневмоприводів, пневмомоторів. Пневматичні двигуни, як приводи різних машин і механізмів, широко застосовуються в багатьох галузях промисловості, що пояснюється їх конструктивними та експлуатаційними особливостями, які роблять їх в ряді випадків незамінними.

Пневматичні та газові приводи проточного типу більш безпечні та прості в експлуатації та мають менші габарити та більший ресурс у порівнянні з об'ємними. До таких приводів належать турбінні.

Спроби застосування турбінних приводів і турбогенераторів на основі класичних лопаткових турбін нині є ефективними лише для установок великої одиничної потужності (понад 500 кВт). Це пов'язано з тим, що при зменшенні одиничної потужності агрегатів менше 500 кВт починає різко зростати питома вартість (на 1 кВт потужності) класичних лопаткових турбін і установок загалом, а їх ККД знижується, так як для отримання відносно малих потужностей витрати газу також малі, що змушує виконувати класичні лопаткові турбіни парціальними, що зменшує ККД турбіни (Hetalo, 2014; Berezhnyi, 2014). Крім того, лопаткові турбіни порівняно конструктивно складні, а для роботи на високому тиску виконуються з багатоступінчастими масивними товстостінними корпусами. Часто необхідно мати привід з можливістю реверсування напрямку обертання, що складно реалізувати конструктивно для класичних лопаткових турбін.

Для детандер-генераторних агрегатів (ДГА) зараз застосовуються лопаткові турбіни (осьові, осерадіальні та радіальні доцентрові турбіни), а також безлопаткові струминно-реактивні турбіни (Hetalo, 2014). Турбіни з лопатковим апаратом дозволяють досягти більш високої ефективності в порівнянні з безлопатковими, але їх застосування ускладнюється низкою проблем, пов'язаних з об'єктивною складністю виготовлення та вимогами до якості робочого тіла.

Постановка проблеми. Доцільність використання традиційних лопаткових турбомашин обмежена зважаючи на наступні фактори:

1. Складність проектування та висока вартість виготовлення проточних частин.

Виробництво турбін з традиційним лопатковим апаратом вимагає складних методик профілювання і технологічно підготовленого виробництва, що збільшує вартість установки та разом із малою потужністю ДГА робить термін окупності установок економічно недоцільним.

2. Високі вимоги до якості робочого тіла. Природний газ неминує містити сліди газового конденсату, що призводить до забруднення проточної частини, що може привести до повного припинення функціонування установки. Ерозійна активність газу також висока, незважаючи навіть на встановлення фільтруючих систем.

3. Суттєве зниження ефективності та стабільності роботи турбіни на режимі часткової потужності та при малих витратах робочого тіла коли турбіни виконуються парціальними.

4. Неприпустимість зледеніння проточної частини через дрібні осьові та радіальні зазори.

5. Складність обслуговування машин. Наявність ущільнень з малими зазорами робить складним складання лопаткових турбін та вносить додаткові труднощі при експлуатації, вимагає високої кваліфікації персоналу, який проводить сервісні роботи.

Відомі також вихрові малопотужні тихохідні турбіни (Vanieiiev, Mizakova, et al., 2024). Але вихрові турбіни ефективно працюють на перепадах тиску до 4 і мають порівняльно великі габарити.

Альтернативою лопатковим турбінам малої потужності можуть бути безлопаткові машини, які мають необхідну простоту і технологічність, ерозійну стійкість, менш вимогливі до якості робочого тіла.

Безлопаткові турбомашини в цілому представлені такими типами: каналні турбіни (Heronis, 1900), турбіни тертя (так звані турбіни Тесла) (Rice, 1991), струминно реактивні (Hetalo, 2014; Berezhnyi, 2014; Vanyeyev, Getalo, 2014) та відцентрово-реактивні.

Альтернативою лопатковим турбінам малої потужності може бути струминно-реактивна відцентрова розширювальна машина (CPPM) (Vanyeyev, Getalo, 2014).

CPPM має такі якості як: простота конструкції, технологічність виготовлення, відносна дешевизна, надійність в експлуатації, можливість реверсування.

Незважаючи на те, що перші конструкції CPPM використовували ще 2000 років тому і відома велика кількість працюючих та ще більше запатентованих конструкцій до сьогодні не сформовано класифікації CPPM.

CPPM знайшли своє широке використання на редукторах та регуляторах тиску на газорозподільних станціях та пунктах, так як велика кількість ексергії стиснутих газів і пари безповоротно втрачається (Hetalo, 2014). Ефективним методом вирішення такої проблеми є утилізація цих вторинних енергоресурсів (Vanyeyev, Getalo, 2014; Arabkoohsar, Farzaneh-Gord, Deymi-Dashtebayaz, 2015; Novdiak, 2014).

Питанню раціонального використання ексергії стиснутих газів і пари, створення утилізаційних установок в Європі та США придається велике значення (Cleveland, Mokhatab, 2014). В основному застосовуються турбогенераторні установки на основі осьових та відцентрових турбін, однак їх широкого впровадження (особливо для потужності до 500 кВт) не виникає, так як необхідні конструктивні рішення, які забезпечують швидку та недорого модернізацію систем пониження тиску.

Матеріали і методи досліджень. Огляд відомих конструкцій CPPM відкритого типу. У трактаті «Пневматика», написаному Героном Олександрійським у першому столітті до нашої ери, описується пристрій під назвою «еоліпіл» – куля Еола (давньогрецький володар повітряної стихії) (рис.1). Даний пристрій є порожнистою кулею з двома трубками, загнутими в протилежних напрямках, з яких одна трубка розташована нагорі, а інша – внизу кулі. Віссю, на якій обертається ця куля, служить порожниста трубка, кінці якої з'єднані з судиною, що представляє паровий котел. По цих осьових трубках пара з котла наповнює кулю і, витікаючи в повітря із

загнутих трубок, приводить кулю в рух. Куля обертається завдяки реактивній силі пари, що витікає назовні. Цей прилад є прототип так званої реактивної парової турбіни (Heronis, 1900). Побудований сучасними вченими за кресленнями Герона еоліпіл розвивав частоту обертання до 3500 обертів за хвилину.



Рис. 1. Парова турбіна Герона

У середині 18 століття німецький механік і математик Йоган Сегнер створив двигун (рис.2), робота якого заснована на реактивній дії води, що витікає. Цей двигун вважається першою гідравлічною турбіною і увійшов до історії техніки під назвою «колесо Сегнера» (Meier, Eisenrinc, Arter, 1983).

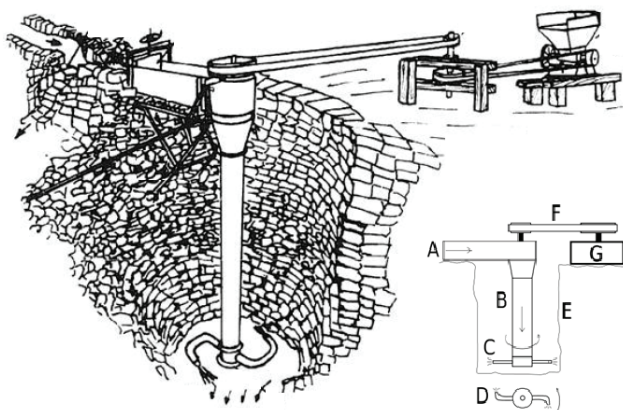


Рис. 2. Сегнерове колесо

A – впуск води, B – вертикальна трубка, C – ротор з форсунками (вид збоку), D – ротор з форсунками (вид зверху), E – поглиблення, F – ремінна передача, G – споживач потужності.

Перша парова турбіна, що виробляє механічну енергію на валу, була також чисто реактивною і створена відомим шведським інженером, вченим і винахідником Густавом де Лавалем (Karl Gustaf Patrik de Laval) (рис. 3).

Перші роботи Лавалю в області парової турбіни мали своєю метою створити простий і дешевий двигун для сепаратора (рис. 4). Лаваль прийшов до думки обертати

шпindel сепаратора за допомогою реактивного турбінного колеса, що є не чим іншим, як «еоліпілом» Герона Олександрійського.

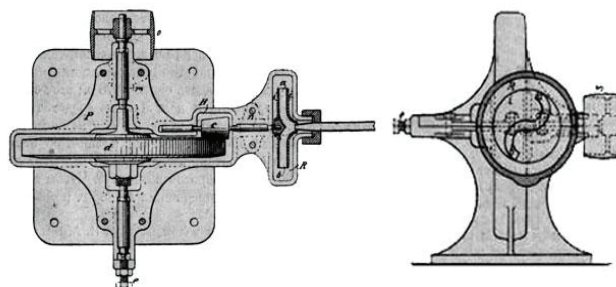


Рис. 3. Реактивна турбіна Лавалю

Турбіна являла собою S-подібну трубку, на кінцях якої були виконані сопла, що звужуються. Трубка була насаджена на порожнистий вал (що обертається зі швидкістю обертання до 30000 об/хв), через який до сопла подавалася пара. У 1883 році Лаваль збудував такий перший турбінний сепаратор. Англійський патент, взятий ним 2 квітня 1883 року, позначений № 1622, на турбіну, «працюючу паром чи водою», і був першим патентом Лавалю у галузі техніки, яка принесла йому світову популярність.

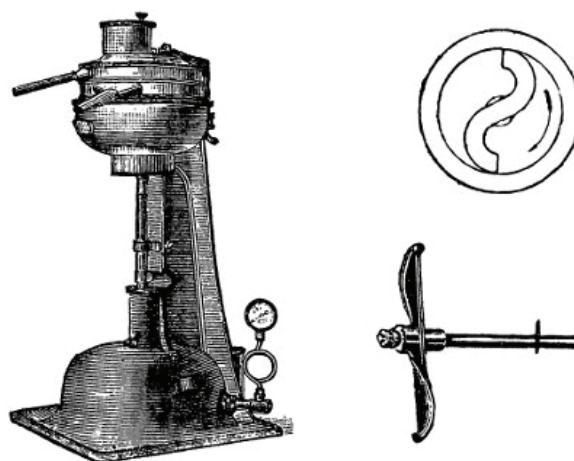


Рис. 4. Турбінний сепаратор Лавалю

Ще починаючи з 1970 р. вчені, проводили дослідження відцентрово-реактивних турбін (ВЦРТ) (рис. 5). Як впливає з назви, сопловий апарат у таких турбінах відсутній, а повне спрацювання перепаду відбувається в робочому колесі. Конструктивно турбіна є робочим колесом, встановленим на валу консольно. Робоче тіло підводиться до центру колеса з боку, протилежного валу, і далі повертає від осьового до радіального напрямку, розділяючись на канали. Рухаючись криволінійними каналами, робоче тіло досягає периферії колеса, де розташований критичний переріз. За ним потік розганяється до надзвукових швидкостей в організованому соплі, що розширюється, або в косому зрізі. Вихід робочого тіла може бути організований у радіальному чи осьовому напрямку.

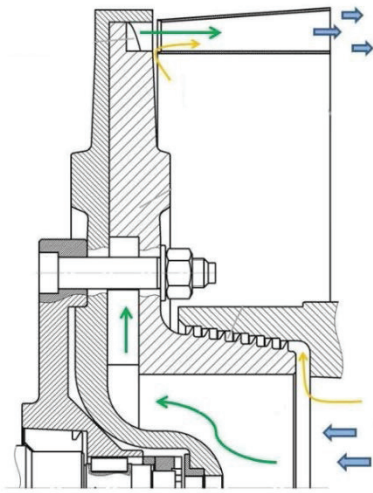


Рис. 5. Конструктивна схема відцентрово-реактивної турбіни

У машині застосовувалося лабіринтне ущільнення з радіальним зазором 0,5 мм, осьовим зазором між гребенями 0,875 мм і кількістю камер рівним десяти. Ущільнення досить складне з точки зору монтажу установки, оскільки містить розрізну статорну деталь і вимагає точного контролю осьового зазору для виключення зачеплення.

При використанні лабіринтного ущільнення витрата витоку знаходилася в межах 17...24% від витрати робочого тіла через сопла загальмованої відцентрово-реактивної турбіни. Дослідження ЦБРТ проводилися в діапазоні відношення тисків (P_t) $3 < P_t < 6$ та частоті обертання до 25000 об/хв.

Куля Еола, колесо Сегнера, турбіна Лавалля, відцентрово-реактивні турбіни виконані за відкритою схемою. У цих машинах, СРРМ відкритого типу, витрата газу визначається перетином тягового сопла ротора.

Робочий процес у СРРМ відкритого типу та її особливості. У СРРМ відкритого типу робоче тіло входить у колесо в осьовому напрямку по центру. Далі робоче тіло здійснює поворот до радіального напрямку. Рухаючись каналами, робоче тіло досягає перерізу початку вихідного (тягового) сопла. При русі від центру до периферії в каналі, що обертається, проявляється компресорний ефект, викликаний різницею окружних швидкостей на різних радіусах. Ступінь його прояву визначається частотою обертання СРРМ. Для низьких частот обертання течія газу в каналі відбувається з деяким зниженням тиску внаслідок дії дисипативних сил тертя. Для граничних з погляду міцності частот обертання (які залежать від матеріалу і конструкції ротора) компресорний ефект проявляється зі ступенями підвищення тиску $\pi=1,5$. При цьому через збільшення параметрів робочого тіла перед тяговим соплом в критичному перерізі відбувається збільшення витрати робочого тіла та перепаду тиску на тяговому соплі СРРМ.

Однак, додаткова робота, що здійснюється потоком при розширенні, не є корисною через те, що витрачається на процес стиснення. Збільшення витрати робочого тіла

призводить до збільшення потужності установки. Проходячи критичний переріз тягового сопла, робоче тіло продовжує розширення до вихідного перерізу.

Таким чином, у СРРМ відбувається перетворення потенційної енергії стиснутого газу в кінетичну енергію надзвукового струменя, що витікає з тягового сопла. В результаті утворюється реактивна сила на тяговому соплі (соплах) і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні валу відбувається механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність (ККД) турбіни загалом зростає зі зростанням тиску та температури робочого тіла перед тяговим соплом. У зв'язку з цим підведення робочого тіла до тягового сопла має здійснюватися з найменшими втратами енергії по довжині проточної частини від входу в турбіну до входу в тягове сопло.

СРРМ відкритого типу не набули широкого використання як ефективні розширювальні турбомашини з низки причин, основними з яких є:

- складності у досягненні високих окружних швидкостей (частот обертання ротора), необхідні для ефективної роботи машини (отримання досить високого ККД);
- конструктивна проблема підведення газу в тракт ротора, що швидко обертається (звичайні контактні або лабіринтні ущільнення схильні до швидкого зносу і забруднення та/або допускають великий витік газу, значно знижуючи ККД турбіни при великих перепадах тиску).

Робочий процес у СРРМ з підводним соплом та її особливості. Частково зазначені вище недоліки конструкцій та зауваження усунені у сучасних конструкціях СРРМ у реверсивному та нереверсивному виконанні з підводним соплом, показаних на рис. 6, 7.

На рис. 6 представлена конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної розширювальної машини, яка також має назву струминно-реактивна турбіна (СРТ), яка застосовується, зокрема, у приводах кульових кранів великих прохідних перерізів ($DN > 300$ мм) (Berezhnyi, 2014).

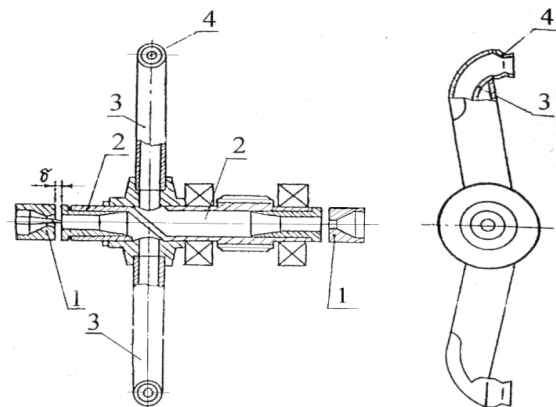


Рис. 6. Конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної турбіни

СРТ містить ротор, виконаний у вигляді валу з двома ізолюваними один від одного осьовими каналами 2 з торцевими входами з кожного боку валу. Вал встановлений в опорах кочення та має провідну шестерню. Робоче колесо турбіни являє собою втулку з двома радіальними протилежно розташованими отворами, в яких закріплені консольно вигнуті трубки-плечі 3 з тяговими надзвуковими соплами 4, на їх кінцях. Трубки-плечі вигнуті таким чином, що з метою можливості реверсування СРТ тягові сопла зорієнтовані в один бік та їх осі перпендикулярні до осі валу. Тягові сопла 4 за допомогою відповідних порожнин у трубках-плечах, відповідних осьовим каналам з'єднані з торцевими входами осьових каналів з утворенням двох безперервних газових трактів.

Для зменшення аеродинамічного опору та підвищення жорсткості трубки-плечі закриті привареними до них обтічниками. Перед торцевими входами з кожного боку валу і співвісно йому підвідні сопла 1, які можуть бути регульованими, для підведення робочого тіла в газовий тракт турбіни. Між вихідним перерізом (зрізом) підвідних сопел і торцями валу утворені осьові зазори з метою виключення контакту при обертанні валу. У вхідних ділянках газових трактів встановлені дифузори елементи у вигляді втулок з вхідною циліндричною ділянкою, площа перерізу якої менше площі перерізу основного каналу газового тракту, і, далі, з дозвуковим дифузориальним переходом, що розширюється до діаметру основного каналу газового тракту.

Конструктивна схема нереверсивної струминно-реактивної турбіни, що застосовується в турбодетандерних агрегатах (Hetalo, 2014; Vanyeyev, Getalo, 2014), показана на рис. 7.

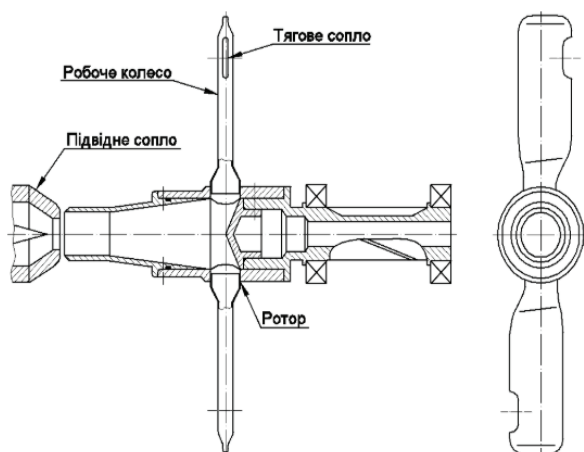


Рис. 7. Конструктивна схема нереверсивної струминно-реактивної турбіни

СРТ містить ротор, що складається з порожнього валу і робочого колеса, виконаного у вигляді двох або більше радіальних соплових трубок, консольно закріплених (приварених) на валу, на вільному кінці яких є тангенційно спрямовані тягові сопла, які можуть мати різні виконання (бути виконані у вигляді сопел Лавала або звуковими, з круглим поперечним перерізом або щілинними і т. п.). Порожнини валу та соплових трубок з'єднані

та утворюють безперервний газовий тракт від торцевого входу в осьовий канал валу до тягового сопла. Робоче колесо може бути виконане у вигляді диска з внутрішніми радіальними каналами з соплами на периферії.

Газ підводиться по осі валу за допомогою підвідного (живильного) сопла, яке може бути регульованим, розташованим з досить великим осьовим зазором по відношенню до вхідного торця валу (до 0,5-0,7 мм). Якщо відношення тисків на турбіні надкритичне, то на виході з підвідного сопла, утворюється недорозширений надзвуковий струмінь, який, розширюючись, входить в циліндричну частину втулки-дифузора, перебиваючи зазор між статорною і роторною частинами турбіни. При правильному виборі геометричних співвідношень проточної частини, витoku в зазор практично не відбувається (слабкі хвилі тиску не можуть пройти проти надзвукового потоку). У циліндричній частині осьового каналу потік переходить через стрибок (стрибки) ущільнення на дозвукову швидкість, потім в дифузори, розташованому після циліндричного каналу, потік гальмується і далі рухається газовим трактом з невеликою швидкістю до тягового сопла, з якого витікає зі звуковою або надзвуковою швидкістю.

Огляд відомих конструкцій CPPM з підводним соплом. Конструктивне виконання СРТ з підведенням робочого тіла в канал обертового валу за допомогою безконтактного газодинамічного ущільнення на принципі замикання каналу газового тракту надзвуковим струменем і установкою в осьовому каналі ротора втулки-дифузора, в циліндричній частині якої відбувається перехід потоку з надзвукового в дозвуковий і подальшим гальмуванням дозвукового потоку в дифузори, є оригінальним (Korolov, Zolotonosha, et.al., 2023) і відкриває широкі можливості застосування СРТ в різних галузях. Це зумовлено тим, що таке підведення робочого тіла дозволяє значно зменшити втрати енергії в проточній частині і, відповідно, збільшити ККД турбіни, а також збільшити надійність роботи турбіни, що дає можливість використовувати СРТ як виконавчий пристрій у різних турбоагрегатах.

Регулювання режимів роботи СРТ може здійснюватися шляхом переміщення центрального штока сопла, що призводить до зміни прохідного критичного перерізу, тобто лише зміною витрати без втрати тиску на дрослювання.

У процесі створення таких сучасних СРТ було проведено широкий комплекс розрахунково-аналітичних та експериментальних досліджень як на науково-дослідних стендах, так і у складі пневматичних приводів кульових кранів DN 500 PN 80 (Сумське науково-виробниче об'єднання, Україна), DN 1000 PN 80 (фірма "LEDEEN", Італія) (Berezhnyi, 2014).

У 1988 р. кульовий кран DN 500 PN 80 зі струминно-реактивним турбоприводом виробництва Сумського НВО успішно пройшов державні приймальні випробування, а струминно-реактивний двигун (струминно-реактивна турбіна і циліндричний зубчастий редуктор, виконані в одному корпусі) був сертифікований окремо і рекомендований до виробництва як самостійний виріб.

Крім того, струминно-реактивні двигуни (рис. 8) успішно пройшли тестові випробування на фірмах "LEDEEN" (Італія), "SIGMA" (Чехословаччина), "NELES" (Фінляндія).

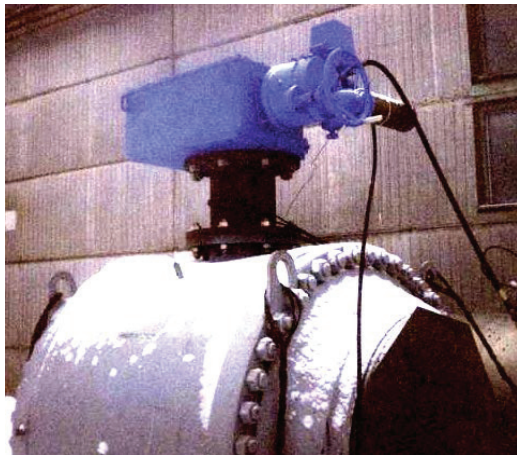


Рис. 8. Струминно-реактивний привід кульового крана DN700 PN80

Два зразки пневматичних струминно-реактивних приводів у 1993 р. були встановлені на піддослідну експлуатацію на компресорній станції Комсомольська у «Тюменьтрансгаз».

В даний час на базі сучасної СРТ виготовлено дослідний зразок турбогенераторного агрегату потужністю 100 кВт (Hetalo, 2014) для утилізації та перетворення на електричну енергію потенційної енергії природного газу на Сумській ГРС. На рис. 9 показаний загальний вигляд цього агрегату.



Рис. 9. Агрегат ТДА-СРТ-100 на "ГРС-1 Суми"

На замовлення ТОВ «Європрофіль» розроблено та виготовлено дослідний зразок парового турбогенераторного агрегату зі струминно-реактивною турбіною (СРТ) номінальною потужністю 475 кВт ПТГА-СРТ-475 (базовий для ряду агрегатів потужністю 160, 250, 315, 475 кВт). Зовнішній вигляд ротора агрегату представлений на рис.10.

У Сумському державному університеті створено стенд для досліджень струминно-реактивних турбін (Hetalo, 2014; Berezhnyi, 2014; Vanieiev, Miroschnychenko,

Zhurba et. al., 2019) (рис.11), що дозволяє отримувати всі необхідні параметри та характеристики як для пускових, так і для номінальних режимів роботи.

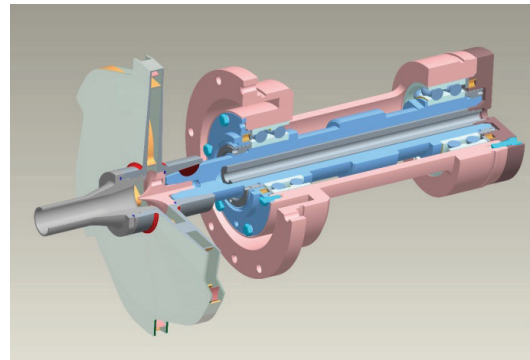


Рис. 10. Ротор парової СРТ потужністю 250 кВт

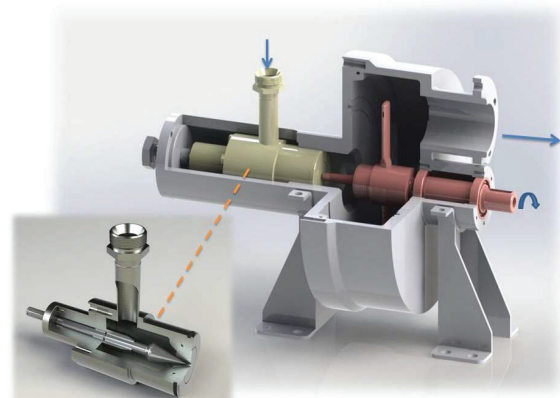


Рис. 11. Нереверсивна струминно-реактивна турбіна СРТ-1

Результати. В результаті проведених науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт ефективність (ККД) СРТ збільшена в кілька разів у порівнянні з класичним сегнеровим колесом і турбіною Лавалля та, в міру відпрацювання, її характеристики постійно покращуються та наближаються до характеристик лопаткових малопотужних, маловитратних турбін.

Класифікація СРРМ. СРРМ працюють за температур робочого тіла від -60 до $350\text{ }^{\circ}\text{C}$, час їхньої безперервної роботи складає від кількох секунд до тисяч годин. Тиск на вході СРРМ може сягати 160 бар, а перепад тиску P_t від 3 до 160. Потужність розглянутих СРРМ становить від декількох Вт до 500 кВт і більше. Частота обертання ротора при цьому може досягати 25000 об/хв. Різні умови роботи вимагають використання СРРМ різних конструкцій (таблиця 1). Пропонуємо класифікувати СРРМ за такими показниками (таблиця 2):

1. Можливість реверсу:

- 1) Реверсивні;
- 2) Не реверсивні.

2. По перерізу, який визначає витрату робочого середовища в проточній частині ротора:

- 1) Критичний переріз тягового сопла;
- 2) Критичний переріз підвідного патрубка;

3) Критичний переріз підвідного (живильного) сопла.

3. За способом ущільнення підведення газу до ротора:

- 1) Надзвуковим струменем в осьовому зазорі;
- 2) Лабіринтні або щілинні ущільнення в радіальному зазорі;
- 3) Контактні ущільнення у радіальному зазорі.

4. За типом профілю робочого колеса:

- 1) Трубка;
- 2) Трубка з обтічником;
- 3) Плоска трубка;

4) Профільована трубка;

5) Диск (закритого типу).

5. За конструктивним виконанням тягового сопла:

- 1) Дозвукове;
- 2) Надзвукове (сопло Лавалля);
- 3) Щилина;
- 3) Ежекторне.

Обговорення. Основні робочі параметри відомих СРРМ наведені у табл. 1, а їх особливості згідно наведеної вище класифікації – у табл. 2.

Таблиця 1

Основні робочі параметри СРРМ

№	Найменування	Частота обертання ротора, об/хв	D1, м	Потужність, кВт	Витрата, кг/с	Тиск початковий, МПа	Температура початкова, °С	Відношення тисків
1	Еоліпіл – Куля Еола	до 4000						
2	Колесо Сегнера							
3	Турбіна Лавалля	до 30000				0,4		4
4	ВЦРТ СТ-2М	до 16000	0,206		0,2...0,5	0,3...0,7	288...293	3...7
5	ВЦРТ для ДДА-30кВт	до 20000	0,374	до 30	2,0	1,9	288	3,2
6	СРТ РЗ для ТП DN500	до 20000	0,210	до 4	0,01 ... 0,06	1,5...5,0	273...293	15...50
7	СРТ для ТП TRG10000S	до 20000	0,200	до 6		1,5 ... 7,5	273...293	15...75
8	СРРМ-1	до 20000	0,200	1	0,03	0,49	293	5
9	СРТ-100	до 23750	0,200	100	1,25	5,49	300	14
10	ПТГА-СРТ-250-24/0,5	до 25000		250	1,13	2,3	623	47

Таблиця 2

Тип СРРМ згідно з запропонованою класифікацією

№	Найменування	Рік створення	Робоче тіло	реверс	Витратний переріз	Ущільнення ротора	Тип профілю робочого колеса
1	Еоліпіл – Куля Еола	60 н.е	Водяна пара	немає	критичний переріз тягового сопла	лабіринтне	трубка
2	Колесо Сегнера	18 ст.	Вода	немає			трубка
3	Турбіна Лавалля	1883	Водяна пара	немає			трубка
4	ЦБРТ СТ-2М	1970	Повітря	немає			диск
5	ВЦРТ для ДДА-30кВт	2018	Природний газ	немає			диск
6	СРТ РЗ для ТП DN500	1988	Природний газ	є	критичний переріз підвідного сопла	надзвуковим струменем	трубка з обтічником
7	СРТ для ТП TRG10000S	1990	Природний газ	є			плоска трубка
8	СРРМ-1	2000	Повітря	немає			плоска трубка
9	ТДА-СРТ-100	2005	Природний газ	немає			плоска трубка
10	ПТГА-СРТ-475-24/0,5	2010	Водяна пара	немає			диск

Висновок. Як очевидно з аналізу, СРРМ використовують 2000 років.

Проаналізувавши відомі конструкції СРРМ була запропонована їхня класифікація (таблиця 2).

Конструкції, що використовуються, можна розділити на СРРМ відкритого типу і СРРМ з підвідним соплом. У СРРМ відкритого типу витрата газу визначається критичним перерізом тягового сопла ротора. На відміну від відкритого типу в конструкціях СРРМ з підвідним соплом витрата газу визначається критичним перерізом підвідного сопла і співвідношенням критичних перерізів підвідного

і тягового сопел, а проблема підведення газу в проточну частину ротора вирішена газодинамічним надзвуковим замиканням осьового зазору між статорною і роторною частинами і забезпеченням режиму течії по всьому тракту з малими втратами енергії за рахунок правильного вибору геометричних параметрів газового тракту та узгодження площ прохідних (критичних) перерізів підвідного та тягового сопла, а також вихідного перерізу підвідного сопла та вхідного перерізу осьового каналу ротора.

У той же час в сучасних конструкціях зовнішній аеродинамічний опір знижено застосуванням соплових

трубок поперечного перерізу з малим аеродинамічним опором або у формі диска. СРРМ в даному виконанні взагалі не має швидкозношуваних будь-яких контактних або малозазорних лабіринтних ущільнень.

Розглянуті сучасні конструкції СРРМ можна віднести до безлопаткових турбін з одиночним підвідним соплом, а по кінематиці потоку – до відцентрових реактивних. При цьому СРТ, у порівнянні з класичними лопатковими турбінами, має ряд переваг:

а) простота конструкції (особливо в реверсивному виконанні), що забезпечує освоєння звичайним виробництвом, при значно нижчій собівартості виготовлення (приблизно на порядок і нижче, ніж для класичних турбін);

б) виробнича технологічність і високий рівень уніфікації: на базі одного ротора можуть виконуватися СРТ кількох типорозмірів за потужністю, замінюються лише сопла і дифузор. Можливе навіть використання одного ротора для широкого діапазону потужностей;

в) висока надійність роботи на забрудненому і вологому робочому тілі, особливо при малих витратах і низьких температурах, що обумовлено суцільним (одноканальним) газовим трактом (у класичних

турбінах у цих умовах газовий тракт, розбитий лопатками на безліч малорозмірних каналів, може замерзати або забиватися);

г) стабільність вихідних характеристик у широкому діапазоні тиску, температури та навантажень;

д) можливість ефективно спрацьовувати в одному ступені великі відношення тисків, при цьому вихідні характеристики СРТ наближаються до характеристик лопаткових турбін;

е) мала маса і момент інерції ротора, що зумовлює:

– хороші динамічні характеристики і, отже, ефективну роботу в системі регулювання;

– стійку та надійну роботу на великих частотах обертання;

– малі навантаження на опори валу ротора при знижених вимогах статичного та динамічного балансування ротора;

ж) конструктивно проста можливість регулювання режиму роботи СРТ з витрати газу у вигляді регульованого підвідного сопла, тобто без дроселювання та/або байпасування газу (без втрати його наявної енергії);

з) простота експлуатації турбоагрегатів на основі СРТ та низькі експлуатаційні витрати.

Бібліографічні посилання:

1. Arabkoohsar A., Farzaneh-Gord M., Deymi-Dashtebayaz M., Machado L., Koury R.N.N. (2015). A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set. *Renewable Energy*. 81. P. 239 – 250. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.043>.

2. Berezhnyi, O.S. (2014) Udoshkonalennia robochoykh kharakterystyk strumynno-reaktyvnoho pnevmoahrehata na osnovi utochnennia modeli robochoho protsesu [Improving the operating characteristics of a jet-jet pneumatic unit based on refining the workflow model]: avtoreferat... kand. tekhn. nauk, spets.: 05.05.17 – hidravlichni mashyny ta hidropnevmoahrehaty / O.S. Berezhnyi. – Sumy: SumDU, 2014. – 20 s. – SumDU.. (in Ukrainian).

3. Cleveland T., Mokhtab S. (2014). Energy Recovery At Pressure Regulating Stations. *Pipeline & Gas Journal*. – 241, №6. <http://pipelineandgasjournal.com/energy-recovery-pressure-regulating-stations>.

4. Heronis Alexandrini opera quae supersunt omnia. V. 1. Pneumatica et automata. Lipsiae, (1900) (Heron's von Alexandria Druckwerke und Automatentheater/Hrsg. von W. Schmidt. Leipzig, 1900).

5. Hetalo, V.V. (2014). Vdoskonalennia system redukovannia tysku shliakhom vykorystannia strumynno-reaktyvnykh pnevmoahrehativ [Improving pressure reduction systems through the use of jet-reactive pneumatic units]: avtoreferat... kand. tekhn. nauk, spets.: 05.05.17 – hidravlichni mashyny ta hidropnevmoahrehaty / V.V. Hetalo. – Sumy: SumDU. – 20 s. (in Ukrainian).

6. Hovdiak R.M. (2014). Utylizatsiia enerhii tysku pryrodnoho hazu v turbodetande-rnykh ustanovkakh na ob'ekтах hazovoi promyslovosti [Utilization of natural gas pressure energy in turboexpander installations at gas industry facilities] *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* – № 1(50). – S. 7-12. (in Ukrainian).

7. Korolov S.K., Zolotonosha O.O., Aliksieiev S.O., Vanieiev S.M., Meleichuk S.S. (2023). Patent Ukrainy № 154343, MPK (2023.01) F01D1/00, F01D1/32 (2006.01). Strumenevo-reaktyvna turbina [Jet turbine] / vlasnyk Korolov S.K. – № u 202300738, zaiavl. 24.02.2023; opubl. 08.11.2023, Biul. № 45. (in Ukrainian).

8. Rice, Warren, "Tesla Turbomachinery 2016 Wayback Machine" (1991). Conference Proceedings of the IV International Tesla Symposium, September 22–25. Serbian Academy of Sciences and Arts, Belgrade, Yugoslavi. <https://www.gyroscope.com/images/teslaturbine/TeslaTurboMachinery.pdf>

9. Singh P. (2017). The choice between turbine expanders and variable speed pumps as replacement for throttling devices in non-thermal process applications. *Energy*, 123, pp. 198-217. doi: 10.1016/j.energy.2017.01.124. https://www.appropedia.org/Appropriate_Technology_Sourcebook/The_Segner_Turbine:_A_low-cost_Solution_for_Harnessing_Water_Power_on_a_very_Small_Scale.

10. Ueli Meier, Markus Eisenrinc, and Alex Arter. (1983). The Segner Turbine: A low-cost Solution for Harnessing Water Power on a very Small Scale. (Swiss Center for Appropriate Technology).

11. Vanieiev, S., Mizakova, J., Smolenko, D., Miroshnychenko, D., Pitel, J., Baha, V., & Meleychuk, S. (2024). Electricity Generation at Gas Distribution Stations from Gas Surplus Pressure Energy. *Processes*, 12(9), 1985. <https://doi.org/10.3390/pr12091985>.

12. Vanieiev S. M., Miroshnychenko D. V., Zhurba V. O., Znamennykiv Ya. V, Baha V. M., Rodymchenko T. S. (2019). Stend dlia doslidzhennia rozshyruvalnykh turbomashyn maloi potuzhnosti ta ahrehativ na yikh osnovi. [Stend dlia doslidzhennia rozshyruvalnykh turbomashyn maloi potuzhnosti ta ahrehativ na yikh osnovi] *Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia*. № 55 (1). – S. 15-21. (in Ukrainian).

13. Vanyeyev S., Getalo V. (2014). Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares. In Applied Mechanics and Materials (Vol. 630, pp. 66–71). Trans Tech Publications, Ltd. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.630.66>.

Vaneev S.M., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Miroshnichenko D.V., Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Miroshnichenko O.I., Postgraduate Student, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Baha T.S., Assistant, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Meleychuk O.S., Postgraduate Student, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Analysis of constructions and creation of classification of jet-reactive expansion machines

The energy sector of Ukraine is a fundamental sector for the development of the state's economy and its preservation of sovereignty. A significant problem today is the rational use of the Earth's energy resources. Ukraine is trying to solve this issue, which is the subject of the implemented program "Security, Energy Efficiency, Competitiveness (Energy Strategy of Ukraine until 2035)".

The subject of study in the article is jet-reactive expansion machines. Purpose: to consider the principle of operation and design features of existing jet-reactive centrifugal expansion machines. Objectives: based on the analysis of existing jet-reactive centrifugal expansion machines, to identify design features and parameters that affect the operation of these machines.

The energy industry is experiencing serious upheaval. In Germany, for example, large nuclear and coal-fired power plants on a gigawatt scale are scheduled to close in the coming years. Multi-stage axial flow turbines have dominated the last hundred years in power plants of several hundred MW class, and this architecture is certainly not a suitable solution for utilising overpressure steam or gas energy, which can be used to produce power of 1 MW or even below 100 kW. The steam turbines that have been used until now are no longer suitable for these applications. Electricity must be generated in many small installations in a decentralised, renewable and environmentally friendly manner.

For this reason, the authors investigate well-known turbine designs that have hardly been used due to their low efficiency and future electric drives. However, these unusual turbine designs may be suitable for small and micro-scale distributed power plants and mini-CHPs using both classical thermodynamic cycles and cycles for utilising solar, geothermal, biomass heat, combustion products or potential pressure energy lost during reduction, because in these conditions classical turbines (axial and centripetal) also have low efficiency at a more complex design and cost.

The expediency of using jet-jet centrifugal expansion machines with a seal in the axial gap is substantiated.

The scientific novelty of the obtained results is as follows: a classification of jet-jet centrifugal expansion machines has been created.

Key words: jet-reactive turbine, energy saving, flow part, impeller, nozzle.