

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІННИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРИВ  
TECHNIQUE OF DESIGNING OF REPLACEABLE FLOWING PARTS OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS

*Білик Я.І., студент, Калінкевич М.В., доцент,  
Калашніков А.М., ст. викладач, СумДУ, Суми*

*Bilyk Y., student, Kalinkevych M., associate professor,  
Kalashnikov A., lecturer, SumSU, Sumy*

У газодобувній промисловості застосовують компресори великої потужності. На головних компресорних станціях вони використовуються для дотискування природного газу до параметрів, які потрібні для його транспортування у магістральному трубопроводі.

Під час вироблення газового родовища пластовий тиск падає, в той час, коли транспортний тиск повинен бути постійним. Це потребує встановлення нового компресора, який буде забезпечувати більше відношення тисків, безперебійний видобуток і транспорт газу. Однак такі дії потребують великих втрат часу та коштів на проектування, виготовлення та монтаж на місці використання.

Іншим шляхом підвищення відношення тисків компресора – це заміна проточної частини. При цьому залишаються корпус компресора з під'єднаними до нього трубопроводами газового тракту, а також вузли підшипників та ущільнень.

Метою роботи є розробка методики проектування змінних проточних частин з широким діапазоном відношень тисків для відцентрових компресорів газоперекачувальних агрегатів.

Для визначення кількості змінних проточних частин та їх параметрів потрібно було розв'язати такі завдання:

- визначення теплофізичних властивостей газу для широкого діапазону значень тисків;
- визначення безрозмірних характеристик для змінних проточних частин з різною кількістю ступенів;
- визначення видаткових і напірних параметрів для кожної ЗПЧ, які відповідають зоні економічної роботи.

У процесі розробки методики виконувались розрахунки для відцентрового компресора газоперекачувального агрегату дотискуючої компресорної станції з приводом від газової турбіни ПС-90 потужністю 16 МВт, кінцевим тиском газу 5,49 МПа, відношенням тисків від 1,44 до 3, частотою обертання ротора 5300 об/хв, початковою температурою 288 К.

Теплофізичні властивості газу для діапазону значень тисків, які відповідають заданим відношенням тисків, можна визначити з використанням рішення рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна методом Лі-Кеслера.

За базову характеристику для ЗПЧ з відношенням тисків  $\Pi=1,44$  була прийнята характеристика двоступеневого компресора ГПА потужністю 16 МВт.

Безрозмірні характеристики для змінних проточних частин з різною кількістю ступенів визначаються з урахуванням того, що коефіцієнт теоретичного напору зростає при додаванні ступенів.

Для подальших розрахунків безрозмірні характеристики були представлені у вигляді залежностей зведених параметрів  $\eta_{3\phi} = f(V_{3\phi})$  та  $\Pi_{3\phi} = f(V_{3\phi})$ . Ці характеристики використовуються для визначення коефіцієнтів, що відповідають зоні економічної роботи. Зона економічної роботи встановлена для кожної ЗПА на рівні не менше 95% від максимального. Так як  $\eta_{\max} = 0,85$ , то  $\eta_{\min} = 0,8075$ .

Значення відношень тисків для ЗПЧ визначаються за формулою:

$$\Pi_{ном}^n = \Pi_{ном}^{n-1} \cdot \frac{K_{1n}}{K_{2n}} = \Pi_{ном}^{n-1} \cdot K_n.$$

Для діапазону значень відношень тисків від 1,44 до 3 були визначені характеристики змінних проточних частин, які закривають собою всю область експлуатації за умови використання кожної ЗПЧ в зоні економічної роботи (при зниженнях ККД кожної з них не більше ніж на 5% від його максимального значення). Розрахунки дозволили визначити, що для значень відношень тисків 2,52 та 3, об'ємна продуктивність змінюється незначно і тому для цих значень нема потреби в розробці двох різних ЗПЧ. Отже, остаточно було розраховано, що для покриття всього діапазону потрібно мати п'ять змінних проточних частин.

На основі отриманих даних були розроблені конструктивні схеми змінних проточних частин одновальної компресорної машини. Для  $\Pi = 1,44$  – двоступеневий двопоточний компресор з розташуванням робочих коліс першого та другого ступенів «спина до спини». Для відношення тисків  $\Pi = 3$ , компресор – п'ятиступеневий однопоточний. У цій схемі робочі колеса також розташовані «спина до спини». Після перших трьох ступенів організований відвід стиснутого газу в проміжний теплообмінник, де він охолоджується для зменшення роботи стиснення та потужності.

Вибір необхідної кількості ЗПЧ на допомогу запропонованої методики забезпечує високу економічність роботи компресора в широкому діапазоні відношень тисків.