

Розрахунок потужності і моделювання режимів роботи турбокомпресора з урахуванням його ККД

Ірина Мелешко, Олена Назарова

*Національний університет «Запорізька політехніка»
м. Запоріжжя, Україна*

I. ВСТУП

Розвиток технологій транспортування сипких матеріалів направлений на зниження питомої вартості транспортування однієї тони сипкого матеріалу за рахунок зниження споживання електроенергії в процесі транспортування; роботи з мінімально допустимим тиском у пневмотрасі, що дозволяє вибрати електродвигун меншої потужності, що при таких обсягах виробництва дає значний економічний ефект. З огляду на витрати електроенергії і обсяги виробництва при пневмотранспортуванні сипких матеріалів, актуальним є урахування коефіцієнту корисної дії турбокомпресора при розрахунку його потужності.

II. АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

При виборі потужності двигуна для компресора, як і для всіх механізмів з тривалим режимом роботи і постійним навантаженням, необхідну потужність двигуна знаходять за потужністю на валу механізму з урахуванням втрат в проміжній ланці механічної передачі [1]. В роботі [2] наведена інформація та аналіз експериментальних характеристик про застосування компресорів, газодинамічне проектування яких виконано за допомогою комп'ютерних програм та методу універсального моделювання. В роботі [3] - досліджена верифікація моделі втрат напору за результатами заводських випробувань компресорів. Комп'ютерне моделювання, за допомогою якого визначають оптимальні режими роботи, є актуальним методом для розв'язання задач модернізації існуючого обладнання і розробки нового [4], [5], дозволяє зменшити витрати часу та матеріальні витрати на проведення експериментів у виробничих умовах.

III. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

В залежності від призначення, потужності і характеру виробництва, де встановлені механізми цієї групи, вони можуть вимагати або невеликого, але постійного регулювання при відхиленні параметрів повітря від заданих значень, або ж регулювання продуктивності в широких межах [6].

Потужність двигуна компресора визначається за формулою:

$$P_{\text{дв.к.}} = k_z \cdot \frac{Q \cdot A \cdot 10^{-3}}{\eta_k \cdot \eta_n}$$

де Q - продуктивність (подача) компресора, $\text{м}^3/\text{с}$;

A - робота ізотермічного та адіабатичного стиснення $\text{Дж}/\text{м}^3$ (таблиця 1).

η_k - індикаторний ККД компресора, що враховує втрати потужності при реальному процесі стиснення повітря і рівний 0,6 - 0,8;

η_n - ККД механічної передачі між компресором і двигуном (0,9 - 0,95);

k_3 - коефіцієнт запасу, який дорівнює 1,05 - 1,15 [7].

Таблиця 1 – Табличні значення роботи ізотермічного та адіабатичного стиснення

$P_2 \cdot 10^5, \text{Па}$	3	4	5	6	7	8	9	10
$A, \text{Дж} / \text{м}^3$	132	164	190	213	230	245	260	272

Таким чином, розрахункова потужність двигуна дорівнює:

$$P_{\text{ов.к}} = 1,05 \cdot \frac{4,58 \cdot 260 \cdot 10^{-3}}{0,66 \cdot 0,95} = 1645,18 \text{ кВт}$$

Проведено моделювання режимів роботи компресора для правильного вибору електродвигуна приводу компресора для всіх режимів роботи.

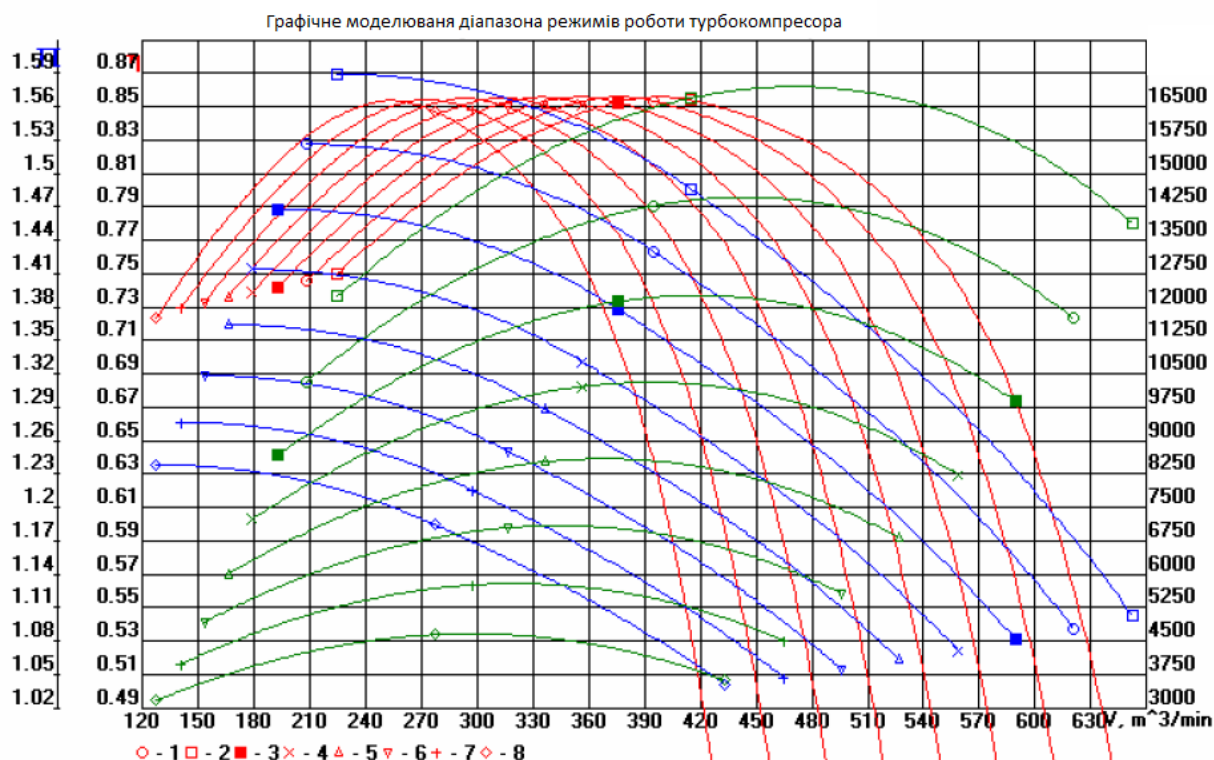


Рисунок 1 – Графічне моделювання діапазону режимів роботи турбокомпресора

Після розрахунку потужності вибираємо двигун СТД - 1600 - 2УХЛ4, напругою 10 кВ, з частотою обертання 3000 об/хв. СТД - синхронний турбодвигун; 1600 - потужність двигуна, кВт; 2 - число полюсів; УХЛ4 - кліматичне виконання і категорія місця розміщення.

Вибір синхронного двигуна обумовлюється декількома основними причинами:

- жорстка характеристика синхронних двигунів, тобто при збільшенні навантаження на валу двигуна обороти не змінюються, що дуже важливо для продуктивності компресора;
- при своїх габаритах синхронний двигун має набагато більшу потужність в порівнянні з асинхронним двигуном;

- синхронний двигун має ККД на 2,5% більше (96,6%), ніж у асинхронних двигунів, має прямо пропорційну залежність від напруги. Продуктивність компресорів можна змінювати трьома способами: зміною кутової швидкості приводного двигуна, зміною опору магістралі (трубопроводу) за допомогою засувки, а також конструктивними змінами робочих органів механізму в процесі регулювання[8], [9];

- у синхронних двигунів при номінальному струмі $\cos \varphi = 1$, а при збудження двигун може служити як компенсатор реактивної потужності і підвищувати $\cos \varphi$ підприємства в цілому [10].

IV. ВИСНОВКИ

Розраховано потужність двигуна компресора з урахуванням його продуктивності та роботи ізотермічного та адіабатичного стиснення, які дозволили зробити вибір двигуна, що відповідає необхідним характеристикам.

Проведено моделювання діапазону режимів роботи турбокомпресора для всіх режимів роботи, за допомогою якого визначили, що найбільш ефективний режим роботи знаходиться в діапазоні продуктивності 240-300 м³/с. При цьому режимі роботи ККД наближається до 0,86.

Ефективність проведення попередніх досліджень з використанням комп'ютерних моделей дозволяє скоротити час і трудомісткість проектних робіт при модернізації існуючих і проектуванні нових електромеханічних систем керування турбокомпресорами.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Olena S. Nazarova, Irina A. Meleshko "Experimental research and computer modeling of the obstruction occurrence in the pneumatic conveying systems peculiarities" // Herald of Advanced Information Technology, 2020. – Vol.3. – No.1. – pp. 428–439. DOI: 10.15276/hait 01.2020.9
- [2] Semenovskiy V.B., Rekstin A.F., Galerkin Y.B., Sokolov K.K. Experimental and Calculation Studies of a Series of Centrifugal Compressors of a Turboexpander Unit. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building, 2019, no. 1, pp. 37–47, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-37-47
- [3] Soldatova K.V. New loss model of universal modeling method verification by plant test of centrifugal compressors. Kompresornaya tekhnika i pnevmatika, 2016, no. 7, pp. 19–24.
- [4] Nazarova Olena. Computer Modeling of Multi-Mass Electromechanical Systems. The Third International Workshop on Computer Modeling and Intelligent Systems (CMIS-2020), Vol. 2608, pp. 489-498. CEUR-WS.org/Vol-2608/paper36.pdf
- [5] Назарова Е.С. Моделирование особенностей возникновения завалов пневмотранспортных систем / Е.С. Назарова, И.А. Мелешко // Энергия – Тбилиси, № 4 (96)/2020. – Ч.1. – С. 33-37.
- [6] Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры: рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю.Б. Галеркин. – М : КХТ, 2010. – 581с.
- [7] Назарова,Е.С. Моделирование движения рабочей точки газодинамической характеристики турбокомпрессора к границе помпажа [Текст] / Е. С. Назарова, И. А. Мелешко // Тиждень науки : наук.-техн. конф., 18-21 квіт. 2016 р. : тези доп. – Запоріжжя, 2016. – Т.1. – С.393-394.
- [8] Тарасов В. М. Експлуатація компресорних установок / В. М. Тарасов. - М.: Машинобудування, 1987. – 35 с.
- [9] Назаренко В. П. Експлуатація та підвищення економічності повітряних компресорних установок / У. П. Назаренко, Н. А. Мещеретський. – М.: Енергія, 1977. – 220 с.
- [10] Комаров О. В. Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок : учебно-методическое пособие / В. Л. Блинов, А. С. Шемякинский. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. – 164 с.