

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Моделювання основних елементів робочого блоку сучасного апарату ШВЛ

**Мосьпан Денис Владиславович¹,
Юрко Олексій Олексійович², Симоненко Дар'я Ігорівна³**

¹ кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
комп'ютерної інженерії та електроніки;
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського; Україна

² кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
комп'ютерної інженерії та електроніки;
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського; Україна

³ магістр кафедри комп'ютерної інженерії та електроніки;
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського; Україна

Анотація. За результатами проведеного аналізу систем ШВЛ, які є у наявності та використовуються медичними закладами України, та опрацювання їх відомих недоліків було прийнято рішення стосовно пошуку нових рішень для реалізації складових елементів робочого блоку, в якому безпосередньо відбувається формування, оброблення і транспортування дихальної суміші.

Ключові слова: електромагнітні параметри, порядок розрахунків, оптимізація, електропривод, клапан видиху, апарати ШВЛ.

Згідно до узагальненої структурної схеми (рис. 1), до складу цього блоку входять наступні елементи: електродвигун та перетворювач тиску – це вузол формування необхідних параметрів респіраторної механіку у дихальній суміші; клапан вдиху, клапан видиху та ручка обмеження P_{wmax} – це вузол формування параметрів дихального циклу.

Далі будуть розглянуті особливості роботи основних елементів означених вузлів з метою розробки пропозицій щодо їх удосконалення.

Турбінний генератор потоку (ТГП)

Останнім часом потребу у апаратах ШВЛ суттєво зросла. У той же час, до них стали висувати умови щодо збільшення кількості експлуатаційних режимів, зниженню габаритних розмірів, підвищенню мобільності та автономності роботи.

З цієї причини ШВЛ з турбінним генератором потоку майже повністю витіснили з ринку апарати об'ємного типу.

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

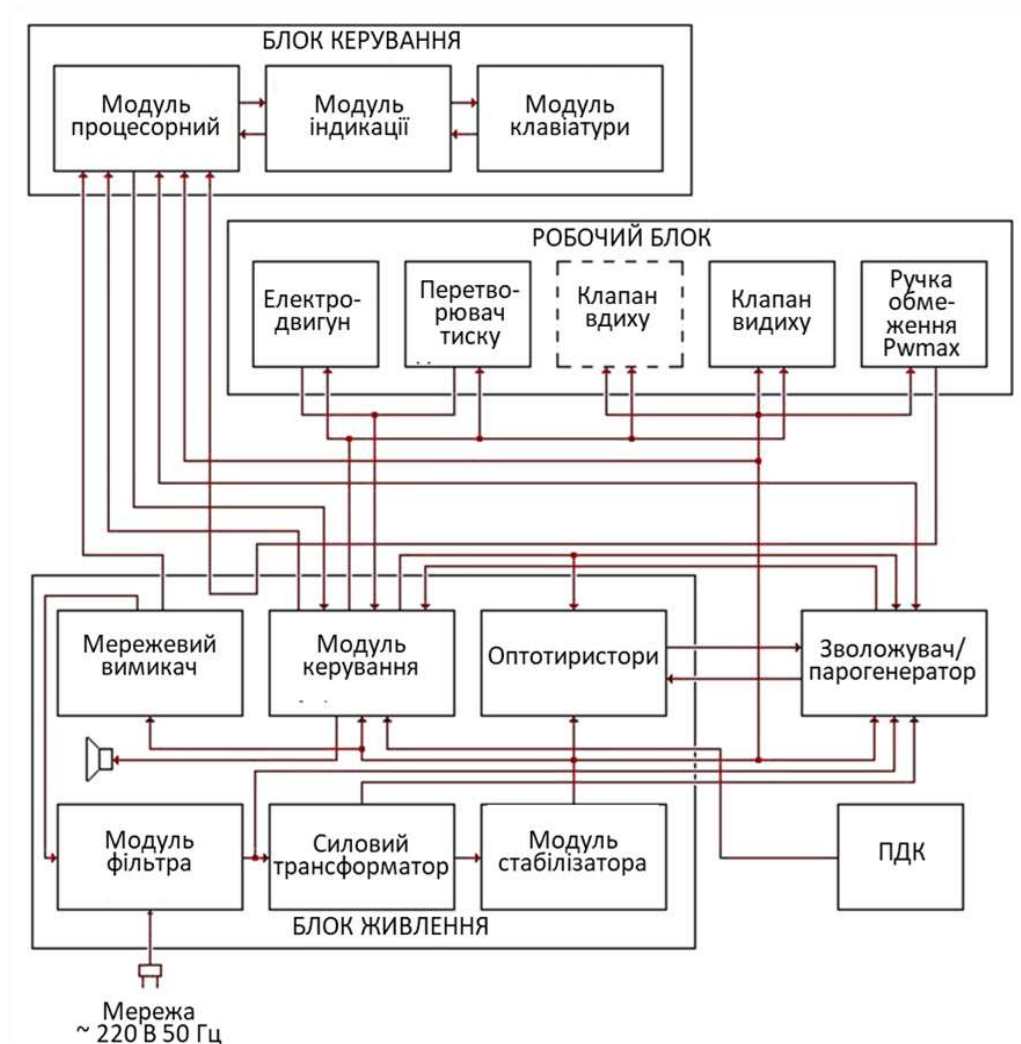


Рисунок 1
Узагальнена структурна схема сучасного апарату ШВЛ

Особливості роботи генератора потоку в апаратах штучної вентиляції легень

Турбінний генератор потоку (ТГП) являє собою відцентровий компресор, який працює за циклом, схожим з диханням людини. Тому розробку і проектування такого пристрою слід здійснювати з урахуванням фізіологічних аспектів дихання людини.

При штучній вентиляції легень (ШВЛ) перш за все необхідно реалізувати безпечні для пацієнта показники продуктивності та напору повітря, що вдихатиметься. За даними роботи [1], при пікових фізичних навантаженнях людини швидкість вдиху досягає 250 л/хв. Однак, такі показники витрат на вдиху є надмірними для пацієнта у критичному стані.

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Пікова швидкість вдиху пацієнта, підключеного до апарату ШВЛ, складає 155 л/хв. [2]. Натиск вентилятора, який визначається гідравлічним опором тракту апарату ШВЛ, не має перевищувати у отворі для приєднання пацієнта в нормальних умовах та умовах одиничного порушення 10 кПа (100 см. вод. ст.) або 120% максимального робочого тиску, що складає близько 8,33 кПа (83,3 мбар).

ТГП працює за циклом, подібним до дихання людини, роботу якого можна розбити на три етапи.

Перший етап – розгін робочого колеса (РК) до частоти обертання ротора (далі ЧО), яка забезпечує необхідну продуктивність та натиск. Основним параметром є час, за який РК вийде на робочу точку, оскільки програма керування ШВЛ враховує асинхронію дихання людини. При цьому спад тиску у дихальному тракті складно передбачити через наявність витоків. Час розгону РК має бути мінімальним, тому найсприятливішим є діапазон 100...250 мс [3].

Другий етап – це активна робота турбіни, при якій підтримуються сталими продуктивність та натиск (P_{aw}) ТГП на протязі часу вдиху пацієнта (T_i).

Третій етап – утримання додатного тиску контуру видиху (РЕЕР). Тривалість цього етапу залежить від кількості циклів роботи ТГП (bpm). При цьому ЧО знижується до досягнення мінімально допустимого в апараті ШВЛ тиску 500 кПа (5 мбар) [3]. Циклограма роботи ТГП представлена на рис. 2.

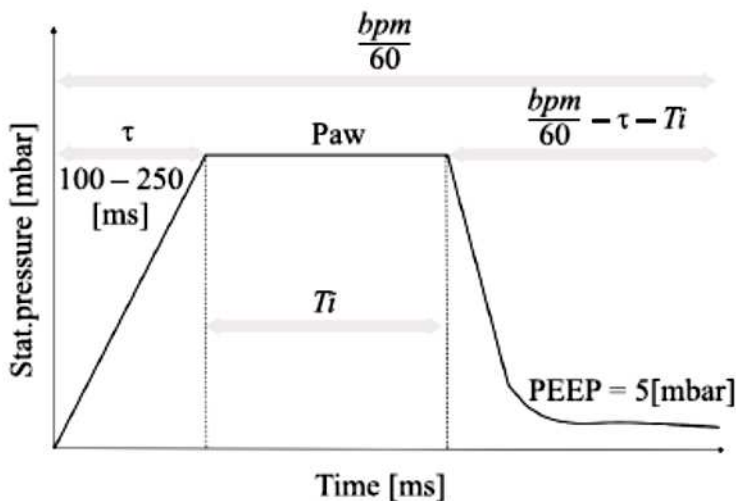


Рисунок 2

Циклограма роботи ТГП

(Stat. pressure – статичний тиск, мбар; Time – час, мс)

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Суттєвою вимогою є забезпечення мінімальної шумової дії з боку ШВЛ на пацієнта. За показниками спектру звукового тиску можна робити висновки стосовно аеродинамічної досконалості ТГП, що напряду впливатиме на споживану потужність, а також стосовно степеню збалансованості ротора, яка визначає ресурс виробу в цілому. Тому при проектуванні таких систем необхідно мати відомості щодо потенційних джерел шуму для мінімізації їх впливу у кінцевому виробі.

Кількісне оцінювання параметрів ТГП респіраторних систем

Більшість параметрів відцентрових РК є спряженими, що здійснює як позитивний, так і негативний вплив на кінцевий виріб. Наприклад, діаметр РК (D) та ЧО (n) є спряженими, оскільки вони напряду впливатимуть на окружну швидкість (u).

Зменшення діаметра РК позитивно відбивається на вибігу генератора та часі досягнення необхідного обертаючого моменту T . Однак, при забезпеченні газодинамічної подібності, тобто балансу окружної швидкості РК, зростатиме ЧО, що призведе до проблем, пов'язаних із проектуванням електродвигуна (ЕД):

$$\begin{cases} u = \pi D n = \text{const}; \\ T = \frac{1}{4} m D^2 \frac{\pi n}{\tau}, \end{cases} \quad (1)$$

де m – маса РК; τ – час розгону.

Момент інерції РК для забезпечення діапазону за часом прискорення 100...250 мс має бути мінімальним, тому основні вимоги при проектуванні висуваються до його геометричних характеристик і властивостей матеріалу. РК має бути відкритим, оскільки наявність покривного диску призведе до збільшення маси і суттєво впливатиме на рівень торцевого та радіального биття.

Розподіл швидкостей в циркуляційній області є лінійним, тому по мірі збільшення її радіусу зростатиме і абсолютна швидкість робочого тіла. Застосування дифузорних міжлопаткових каналів в РК дозволяє підвищити статичний тиск, що у комплексі із зростаючим динамічним напором призведе до підвищення повного тиску.

Принципова схема відцентрового РК [4, 5] для ТГП представлена на рис. 3, де параметри зв'язані наступними залежностями:

$$R = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)};$$

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

$$R_0 = \sqrt{R_2^2 + R_1^2 - 2R_2R_1 \cos \beta_2}.$$

Тут і надалі індекс «1» відповідає параметрам перед РК, індекс «2» – за РК.

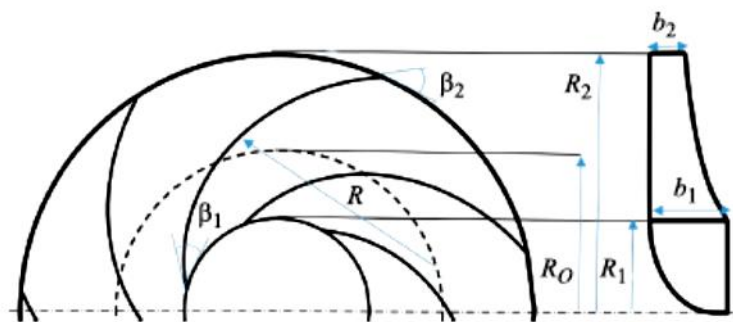


Рисунок 3
Принципова схема відцентрового РК для ТГП

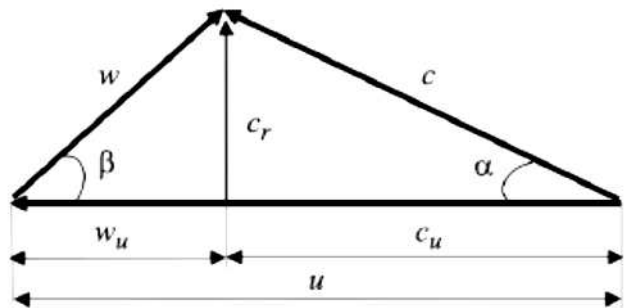


Рисунок 4
Принципова схема формування трикутника швидкостей для турбіни ТГП

При одновимірному проектуванні прийнято виконувати розрахунки з допущенням рівності потокових та геометричних кутів лопатей [6], візуалізуючи зміни кінематичних параметрів потоку через трикутник швидкостей. Останні показують зміни відносної та абсолютної швидкостей від входу до виходу РК і якісно віддзеркалюють натиск розглянутого режиму.

Принципова схема формування трикутника швидкостей для турбіни ТГП представлена на рис. 4. На рис. 4 застосовані наступні позначення: u – окружна швидкість; c , c_r та c_u – абсолютна швидкість та її радіальна і окружна складові, відповідно; w та w_u – відносна швидкість та її окружна проекція; β – кут потоку у відносному русі (лопатковий кут); α – кут потоку у абсолютному русі.

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Під час розрахунків слід вірно вибудовувати зв'язки термодинамічних та кінематичних параметрів з геометричними характеристиками РК. В основі проектування покладено рівняння Ейлера:

$$\begin{aligned} p_2^* - p_1^* &= \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \\ \alpha_1 &= 90^\circ \Rightarrow p_2^* - p_1^* = \rho u_2 c_{2u}, \end{aligned} \quad (2)$$

де p_2^* та p_1^* – повний тиск на виході з РК та на вході до РК;
 ρ – густина газу.

З рівняння (2.2) маємо, що найбільшу різницю повних тисків p_2^* та p_1^* при одній і тій самій окружній швидкості можна забезпечити у разі відсутності закрутки потоку на вході. Таким чином, в тракті перед ТГП мають бути відсутніми області з високою кривизною їх центральних осей, а також об'єкти, які призводять до гідравлічного опору.

Для респіраторних систем характеристика ТГП виражається через перепад статичного тиску. З системи рівнянь (1) та вихідного трикутника швидкостей можна одержати рівняння, яке покаже зміну різниці статичних тисків $\Delta p_{st} = p_{st2} - p_{st1}$ та продуктивності Q в залежності від окружної швидкості, ширини каналу b_2 та лопаткового кута на виході з РК β_2 :

$$p_{st2} - p_{st1} = \frac{1}{2} \rho \left[u_2^2 - \left(\frac{Q}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

Головною ознакою виразу (3) є можливість прогнозування максимальних параметрів натиску та продуктивності. Таким чином, виходячи з вимоги щодо максимального гідравлічного опору на початковій стадії проектування, можна визначити окружну швидкість компресора, а потім, виходячи з потрібного часу розгону – діаметр та ЧО.

На підставі викладеного можна дійти висновку, що розрахунки геометричних характеристик РК формуються з його вихідної області. Розрахунки вихідного перерізу здійснюється виходячи з прийнятих показників натиску та продуктивності у сполученні із вихідними геометричними показниками РК.

Наприклад, за допомогою виразів:

$$\pi D_2 b_2 = \pi D_1 b_1 = \frac{\pi D_1^2}{4};$$

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

$$c_r = \frac{Q}{\pi D_1 b_1},$$

з яких маємо, що

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_r}{u_1} = \frac{Q}{\pi^2 D_1^2 b_1 n},$$

і можна розрахувати діаметр та ширину каналу на вході до РК. Потім можна обчислити окружну швидкість та вхідний лопатковий кут з вхідного трикутника швидкостей без окружної складової абсолютної швидкості.

Оскільки приводом відцентрового РК є ЕД, необхідно враховувати обертальний момент T , необхідний для досягнення максимальної продуктивності, оскільки при постійній ЧО функція витрат G зростає швидше, ніж зменшується функція натиску H :

$$P = T\omega = GH,$$

де P – потужність; ω – кутова частота обертання ротора.

Обертальний момент ЕД перебуває у зворотно-пропорційній залежності від ЧО і у прямо-пропорційній залежності від продуктивності [2,3]:

$$T = \frac{1}{2} \rho Q D_2 \left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right),$$

де Q – витрати робочого тіла.

Таким чином, максимальний обертальний момент ЕД, який може бути досягнутим, є головним визначальним фактором для виходу на експлуатаційний режим.

ЕД має бути безколекторним, оскільки наявність обмоток на роторі призведе до збільшення маси, а відповідно, і часу розгону. При високій ЧО зростають втрати, пов'язані з утворенням в обмотці вихрових струмів, та втрати на тертя.

Для оцінки технічного стану ЕД та ресурсу, що залишився, доречно застосувати додаткове обладнання, наприклад, термометр опору та датчик вібрації на найближчому до РК підшипнику. На цьому підшипнику виникатиме максимальне напруження, оскільки РК встановлено консольно на роторі ЕД.

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Тоді за змінами віброприскорення ротора ЕД можна робити висновки щодо збільшення рівня дисбалансу. Також одною з основних величин, яка визначатиме ресурс підшипників, є температура експлуатації, оскільки її перевищення призведе до руйнування його елементів.

Знаючи кількість та тривалість таких випадків, можна здійснювати прогнозування залишкового ресурсу. Порівнюючи одержані дані з результатами експерименту, можна внести аварійні уставки до алгоритму керування всього апарату ШВЛ.

Витратно-натискова характеристика компресора – це функція, яка демонструє зміни тиску в залежності від продуктивності при постійній ЧО [7, 8]. Лінію постійної ЧО називають ізодромою. Цю характеристику можна побудувати за виразом (3), виходячи із зміни продуктивності від максимального до мінімального значення.

Під час проектування ТГП доречно розраховувати ізодрому для максимальної ЧО n_{max} , оскільки надалі характеристика може бути приведена до будь-якої ЧО по залежностях, представлених на рис. 5, де Δp_{stmax} – максимальний перепад статичного тиску; Q_{max} – максимальні витрати робочого тіла.

Рівняння Ейлера (2) показує, що для даного діаметра РК і, відповідно, окружній швидкості, вихідний кут лопатки буде визначати натиск вентилятора. І навпаки, для заданого натиску та окружній швидкості обертання, діаметр крильчатки можна змінювати разом з вихідним кутом лопатки для забезпечення потрібних масових витрат і підвищення тиску.

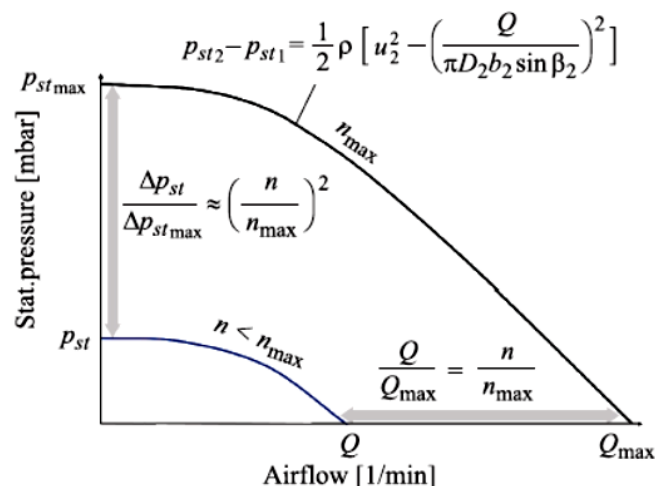


Рисунок 5

**Витратно-натискова характеристика та залежності для приведення
ізодроми (Airflow – витрати робочого тіла, л/хв.)**

RADIO ENGINEERING, ELECTRONICS AND ELECTRICAL ENGINEERING

Також слід відзначити, що при нульових масових витратах, теоретично будь-яка лінія ізодроми закінчується у одній і тій самій точці, де зростання тиску визначається, як функція квадрату окружної швидкості.

Отже, з точки зору часу розгону та потрібної для цього потужності на кожному циклі вдиху, визначальним параметром є технічне завдання по максимальному тиску за турбіною в режимі запирання. Чим нижчим є потрібний тиск, тим більшого прискорення можна досягти.

References:

- [1] Anderson N. J., Cassidy P. E., Janssen L. L. et al. Peak inspiratory flows of adults exercising at light J. *Int. Soc. Respir. Prot.*, 2006. Vol. 23. P. 53–63.
- [2] Hunnekens B., Kamps S., van de Wouw N. Variable-gain control for respiratory systems. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 2020. Vol. 28, No. 1. P. 163–171.
- [3] Delgado C., Romero J.E., Puig J. et al. Performance of the new turbine mid-level critical care ventilators. *Respir. Care*, 2017. Vol. 62, No. 1. P. 34–41.
- [4] Tuchler S., Chen Z., Copeland C.D. Multipoint shape optimisation of an automotive radial compressor using a coupled computational fluid dynamics and genetic algorithm approach. *Energy*, 2018. Vol. 165-A. P. 543–61.
- [5] Ekradi K., Madadi A. Performance improvement of a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blade by three-dimensional optimization. *Energy*, 2020. Vol. 201.
- [6] Tang X., Wang Z., Xiao P. et al. Uncertainty quantification based optimization of centrifugal compressor impeller for aerodynamic robustness under stochastic operational conditions. *Energy*, 2020. Vol. 195.
- [7] Мосьпан Д. В., Перекрест А. Л., Кухаренко Д. В., Юрко О. О., Вадурін К. О. Комп'ютеризований практикум з моделювання фізичних процесів. Вісник КрНУ ім. Михайла Остроградського. Кременчук: КрНУ, 2022. Випуск 6 (137). С. 29–35. DOI: 10.32782/1995-0519.2022.6.3.
- [8] Мосьпан В. О., Мосьпан Д. В. Окремі аспекти застосування електроніки в медицині. Prospects and priorities of research in science and technology: Collective monograph. Czech technical University in Prague. Riga : Izdevnieciba «Baltija Publishing», 2020. Vol. 2. 320 p. ISBN 978-9934-26-008-7. DOI: 10.30525/978-9934-26-008-7.2-8