

ОСНОВИ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВАКУУМНИХ ЕЛЕКТРОПОМП ОБ'ЄМНОГО ТИПУ

Завгородній В.Д., Кліменко В.В., Снітков І.Ф., Шеремета Р.М.
 Національний університет "Львівська політехніка", СКБ електромеханічних систем
 Україна, 79000, Львів, вул. Ак. Колесси, 2, СКБ ЕМС
 тел./факс (0322) 74-01-44, E-mail: snt68@polynet.lviv.ua

Викладено методику проектного розрахунку інтегрованих вакуумних електропомп об'ємного типу, яка дозволяє за заданими експлуатаційними параметрами визначити конструкційні параметри як пневмокамер, так і приводного двигуна. Наведено приклад застосування методики і порівняння розрахункових величин з експериментальними.

Изложена методика проектного расчета интегральных вакуумных насосов объемного типа, которая позволяет по заданным эксплуатационным характеристикам определить конструктивные параметры пневмокамер и приводного двигателя. Приведен пример применения методики и сравнение расчетных величин с экспериментальными.

ВСТУП

Деякі технологічні процеси у медицині, харчовій і переробній промисловості бажано здійснювати в умовах зниженого тиску (відносно низького вакууму порядку 1 – 50 кПа). Для створення таких значень вакууму найкраще підходять вакуумні помпи (вакуумери) об'ємного типу [1].

Дія такої помпи базується на циклічному підключенні до деякого замкненого об'єму Q з початковим тиском газу P іншого об'єму Q_k ($Q_k \ll Q$) з тиском газу $P_k < P$. Згодом у системі об'ємів Q_k і Q тиск газу вирівнюється і становитиме P' ($P_k < P' < P$). Після цього об'єм Q_k відокремлюється від Q і шляхом зменшення величини Q_k (за допомогою поршня або пружної діафрагми) деяка частина газу з об'єму Q_k видаляється в навколишнє середовище з тиском P_a . Потім об'єм Q_k відокремлюється від зовнішнього середовища і значення його об'єму відновлюється, внаслідок чого тиск газу встановиться $P'_k < P'$. Надалі процес повторюється.

Отже, структурна схема елементарної одноступеневої вакуумної помпи (рис. 1) повинна включати камеру змінного об'єму Q_k (з поршневою або мембранною системою), два вентиля (вхідний B_1 і вихідний B_2), стан яких повинен бути узгодженим з положенням рухомого елемента, і електропривід (ЕП).

Вентилі вакуумерів відносно низького вакууму здебільшого виконують як пружні клапани, стан яких змінюється автоматично внаслідок різниці тисків P , P_a і P_k . Робочі елементи пневмокамер (поршні або мембрани) приводяться в рух електромеханічним перетворювачем.

Серед вакуумерів об'ємного типу мембранні вакуумні помпи заслуговують на особливу увагу з огляду на простоту їхньої конструкції (і, відповідно, низьку собівартість), високу герметичність робочої порожнини, низькі експлуатаційні видатки і високу екологічність (що особливо важливо для харчової промисловості й медицини), бо не потребують застосування мастил для герметизації ущільнень.

Сучасні тенденції інтегрального виконання в єдиній конструкції як виконавчого елемента так і його електропривода обумовлюють специфіку проектування таких пристроїв. Сучасна вакуумна помпа - це не просто механічне поєднання помпи і двигуна, а єдиний конструк-

ційний блок інтегрального виконання, який надалі іменуватимемо вакуумною електропомпою (VEP). Основними технічними характеристиками VEP є :

- граничний залишковий тиск - P_∞ [Па];
- продуктивність при заданому вхідному тиску $P_{вх} - w$ [$\text{м}^3/\text{с}$];
- найбільший тиск запуску, при якому VEP починає роботу - $P_{зап}$ [Па];
- час виходу на усталений режим роботи при заданому вакуумованому об'ємі Q [м^3] - t_y [с].

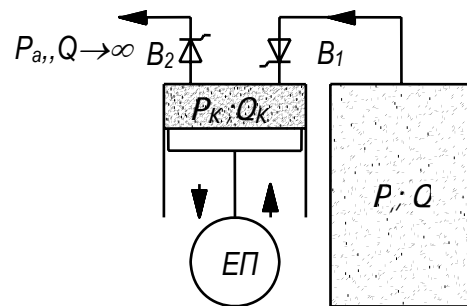


Рис. 1. Структурна схема одноступеневої вакуумної помпи

Метою цього викладу є розробка методики проектного визначення параметрів VEP за заданими технічними характеристиками з урахуванням особливостей процесів електромеханічного руху і газового стану. Перші для електромеханіків є загальновідомими. Що ж до останніх, то з огляду на достатнє охолодження пневмокамери внаслідок інтенсивного теплообміну з навколишнім середовищем з урахуванням, що $Q_k \ll Q$, в першому наближенні їх можна вважати ізотермічними. Тому у проектних розрахунках VEP стан газу можна описувати не законом Клайперона-Менделєєва, а більш простим – законом Бойля-Маріотта, згідно з яким

$$PQ = \text{const} . \quad (1)$$

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПОМПИ

Усталений режим однокамерної VEP характеризується величиною граничного тиску P_∞ (коли час її роботи $t \rightarrow \infty$), значення якого визначимо з умови

$$(Q_n + Q_k) \cdot P_\infty \geq P_a Q_n , \quad (2)$$

де Q_n – паразитний об’єм компресійної камери із-за технологічних недосконалостей її форми й необхідності вмонтування вхідного й вихідного вентилів; Q_k – корисний об’єм камери, який є функцією перепаду тисків між аверсною і реверсною поверх-нями мембрани $\Delta P = P_a - P$ внаслідок як деформації форми самої мембрани, так і неминучого підсмок-тування газу із навколишнього середовища із-за нещільності газопроводів і недосконалості вентилів.

Обидва ці чинники однаково впливають на функцій-ну залежність $Q(P)$ і їхній вплив можна врахува-ти за допомогою деякого параметра β , поклавши

$$Q_k(P) = Q_{km}(1 - \beta \cdot \Delta P / P_a) = Q_{km}(1 - \beta \cdot (1 - p)), \quad (3)$$

де p – відносне значення плинного тиску в частках атмосферного тиску P_a ; Q_{km} – максимальне значення робочого об’єму камери, яке має місце при $P = P_a$.

Поклавши $\gamma = Q_n / Q_{km}$ запишемо (2) в безрозмірній формі як

$$p_\infty \cdot (1 - \beta + \gamma + \beta \cdot p_\infty) \geq \gamma. \quad (4)$$

З точністю для величин другого порядку малості розв’язком (4) є

$$p_\infty \geq \gamma / (1 + \gamma - \beta). \quad (5)$$

Технологічну добротність пневмокамери опише-мо параметрами $\kappa = \gamma / (1 - \beta)$ (чим менше значення κ , тим вища добротність), тоді

$$p_\infty \geq \frac{\kappa}{1 + \kappa}. \quad (6)$$

Рівняння перехідного режиму роботи односту-пеневої VER запишемо на основі (1). Якщо на початку довільного циклу роботи VER тиск в об’ємі Q був P , то при збільшенні об’єму системи на величину Q_k за (3) тиск системи зміниться на величину

$$\Delta P = Q_k(P) \cdot P / Q = -q_0 \cdot P \cdot (1 - \beta \cdot (1 - p)), \quad (7)$$

де $q_0 = Q_{km} / Q$ – відносне значення максимального ро-бочого об’єму камери при $P = P_a$ ($p=1$) в частках ва-куумованого об’єму Q .

Якщо частота циклів VER є f , то приріст тиску dP за приріст часу dt складатиме

$$dP = -q_0 \cdot f \cdot P \cdot (1 - \beta \cdot (1 - p)) \cdot dt. \quad (8)$$

Величину $q_0 f = Q_{km} f / Q = w / Q = 1 / T$ трактувати-мо як обернену величину до постійної часу T іде-альної VER ($\beta \rightarrow 0$), де $w = Q_{km} f$ – продуктивність VER при її роботі за умови $P = P_a = \text{const}$. Увівши безроз-мірний час $\tau = t / T$, (8) запишемо як

$$\frac{dp}{d\tau} = -p \cdot (1 - \beta \cdot (1 - p)). \quad (9)$$

Рівняння (9) є рівнянням із змінними, що розді-люються, і його розв’язком є

$$\frac{p(\tau)}{1 - \beta + \beta \cdot p(\tau)} = A \cdot e^{-\tau(1-\beta)} + B, \quad (10)$$

де A і B – постійні коефіцієнти, які визначаються з граничних умов. Оскільки при $\tau = 0$ $p = 1$, а при $\tau \rightarrow \infty$ $p \rightarrow p_\infty$ (за (5) і (6)), то

$$B = \frac{p_\infty}{1 - \beta \cdot (1 - p_\infty)}; \quad A = 1 - B = \frac{(1 - \beta) \cdot p_\infty}{1 - \beta \cdot (1 - p_\infty)}. \quad (11)$$

З урахуванням (11) запишемо (10) як

$$p(\tau) = (1 - \beta) \cdot \frac{(1 - p_\infty) \cdot e^{-\tau(1-\beta)} + p_\infty}{1 - \beta \cdot (1 - p_\infty) \cdot e^{-\tau(1-\beta)} + p_\infty}. \quad (12)$$

Для зручності запису подальших виразів від тис-ку $p(\tau)$ перейдемо до відносної величини вакууму по-клавши $v(\tau) = 1 - p(\tau)$ і $v_\infty = 1 - p_\infty$, тоді

$$v(\tau) = v_\infty \cdot \frac{1 - e^{-\tau(1-\beta)}}{1 - \beta \cdot v_\infty \cdot e^{-\tau(1-\beta)}}. \quad (13)$$

Для VER з технологічно досконалою камерою ($\beta \rightarrow 0$)

$$v_i(\tau) = v_\infty (1 - e^{-\tau}) = \frac{1 - e^{-\tau}}{1 + \kappa_i} = \frac{1 - e^{-\tau}}{1 + \gamma}. \quad (14)$$

Отже, навіть за ідеальних газопроводів і венти-лів, а також за відсутності явища деформації мембра-ни, одноступенева VER не може забезпечити відносне значення вакууму більше ніж $1 / (1 + \gamma) \approx 1 - \gamma$, бо для камер досконалої конструкції $\gamma \approx 0,1 \div 0,12$.

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ДВОСТУПЕНЕВОЇ ПОМПИ

Для підвищення відносного значення вакууму в об’ємі Q застосовують двоступеневу VER, яка містить дві послідовно з’єднані пневмокамери, робочі елемен-ти яких рухаються у протифазі, як показано на рис. 2. (За паралельного з’єднання камер відносне значення граничного вакууму залишиться таким же, як і для одноступеневої VER, лише постійна часу T зменшить-ся в два рази внаслідок відповідного збільшення ро-бочого об’єму камер).

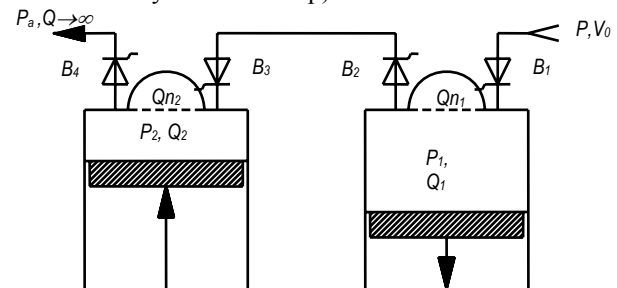


Рис. 2. Структурна схема двоступеневої вакуумної помпи

Тактові стани двоступеневої VER, стани вентилів і режими роботи камер наведено в таблиці.

№ такту	1				2			
	1		2		1		2	
№ камери	1	2	3	4	1	2	3	4
№ вент.	1	2	3	4	1	2	3	4
стан вент.*	1	0	0	1	0	1	1	0
реж. роб.	декомп.		комп.		комп.		декомп.	

* 1 – відкритий вентиль; 0 – закритий вентиль.

В усталеному режимі двоступеневої VER вихід-на камера 2 з параметрами Q_{k2} і Q_{n2} (відповідно γ_2 ; β_2 і κ_2) переміщуватиме газ за умови $(Q_{k2} + Q_{n2}) \cdot P_{2\infty} \geq Q_{n2} \cdot P_a$, тобто у відповідності з (5)

$$P_{2\infty} \geq \frac{\gamma_2}{1 + \gamma_2 - \beta_2} = \frac{\kappa_2}{1 + \kappa_2}. \quad (15)$$

Цей тиск $P_{2\infty}$ є вихідним тиском для камери 1 (вхідної), тому в (2) P_a необхідно замінити на $P_{2\infty}$, отже

$$P_{1\infty} = \frac{\gamma_1}{1 + \gamma_1 - \beta_1} \cdot \frac{\gamma_2}{1 + \gamma_2 - \beta_2} = \frac{\kappa_1}{1 + \kappa_1} \cdot \frac{\kappa_2}{1 + \kappa_2} \quad (16)$$

За умови ідентичності камер ($\zeta_1 = \zeta_2 = \zeta$; $\beta_1 = \beta_2 = \beta$; $\kappa_1 = \kappa_2 = \kappa$) отримаємо

$$p_\infty = p_{1\infty} = \left(\frac{\gamma}{1 + \gamma - \beta} \right)^2 = \left(\frac{\kappa}{1 + \kappa} \right)^2. \quad (17)$$

За нехтування втратами на вентилях відповідні перепади тиску між камерами і зовнішнім середовищем становитимуть

$$v_{1\infty} = \frac{1 + 2 \cdot \kappa}{(1 + \kappa)^2}; \quad v_{2\infty} = \frac{1}{1 + \kappa}; \quad v_{12\infty} = \frac{\kappa}{(1 + \kappa)^2} \quad (18)$$

У перехідному режимі роботи двоступеневої ВЕР переміщення газу між вхідною й вихідною камерами практично здійснюється в незмінному об'ємі Q_κ , тому постійна часу цього перехідного процесу на декілька порядків менша за постійну часу вхідної камери $T_1 = T / (1 - \beta)$, а відтак у проектних розрахунках її можна не брати до уваги. Тому перехідний режим двоступеневої ВЕР описується (12) і (13) при підставці p_∞ і v_∞ за (17) і (18) відповідно.

ЗВ'ЯЗОК КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Основний експлуатаційний параметр ВЕР- граничне значення тиску p_∞ у відповідності з (6) і (17) визначається лише добротністю пневмокамер κ . Порівняння функційних залежностей граничного тиску одно- ($p_{1\infty} = f(\kappa)$) і двоступеневої ($p_{2\infty} = f(\kappa)$) ВЕР показано на рис. 3.

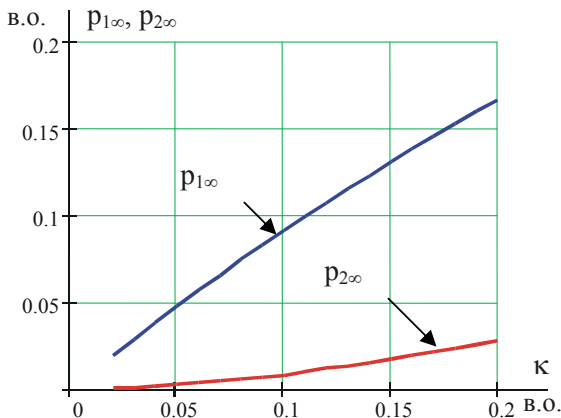


Рис. 3. Функційні залежності $p_{1\infty}, p_{2\infty} = f(\kappa)$

Якщо граничний тиск є заданим (або експериментально визначеним), то за його значенням легко встановити потрібну величину добротності пневмокамер для одно- (κ_1) і двоступеневої (κ_2) ВЕР

$$\kappa_1 = \frac{p_{1\infty}}{1 - p_{1\infty}} \quad \text{і} \quad \kappa_2 = \frac{\sqrt{p_{2\infty}}}{1 - \sqrt{p_{2\infty}}}. \quad (19)$$

На практиці продуктивність ВЕР w визначають при заданому вхідному тиску $P_{вх} = P_a$, тому $w = Q_{км} \cdot f = Q_\kappa \cdot \omega / 2\pi$, де ω – колова частота обертання привідного двигуна, що дозволяє відразу знайти значення проектної максимальної величини робочого об'єму пневмокамери як

$$Q_{км} = 2 \cdot \pi \cdot w / \omega. \quad (20)$$

Вплив параметрів пневмокамери κ і β на час виходу на усталений режим одно- і двоступеневої ВЕР продемонстровано на рис. 4, де показано залежності $p(\tau)$ і $v(\tau)$ при різних значеннях κ і β в діапазоні їхньої варіації від 0 до 0,3.

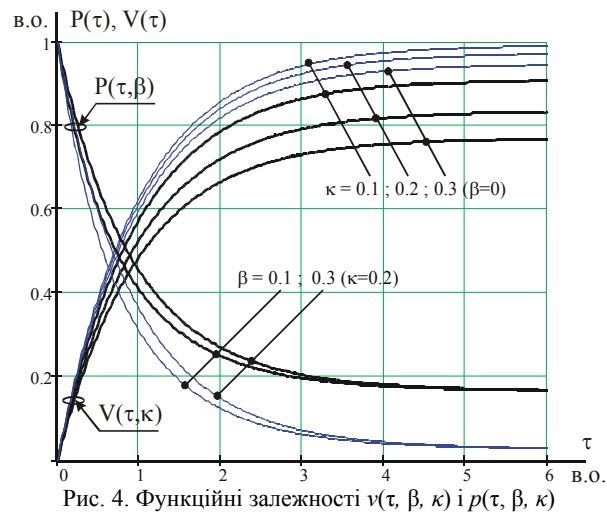


Рис. 4. Функційні залежності $v(\tau, \beta, \kappa)$ і $p(\tau, \beta, \kappa)$

Як показує аналіз, параметр κ (який є комбінацією параметрів γ і β) на значення t_y практично не впливає. Час виходу на усталений режим більше залежить від параметра β . Якщо за усталене значення вакууму прийняти $v_y = 0,995 \cdot v_\infty$, то розв'язок (13) для одно- і двоступеневої ВЕР буде однаковим

$$t_{1y} = t_{2y} = t_y \approx \frac{4 \cdot T}{(1 - \beta)^2} = \frac{4 \cdot Q}{(1 - \beta)^2 \cdot w}, \quad (21)$$

що відразу дозволяє оцінити значення t_y при заданих номінальному вакуумованому об'ємі Q і продуктивності ВЕР w .

ПІДХІД ДО ВИБОРУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА ТА ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Робочі елементи ВЕР можуть приводитись у рух або електродвигуном обертового руху класичної конструкції за допомогою кривошипного механізму (ексцентрик із кулісою), або магнітоелектричним (електромагнітним) перетворювачем лінійного руху (вібратором). Між цими типами електроприводів існує суттєва різниця. Перший, як голономна система, забезпечує незалежність закону руху робочих елементів і його фазових співвідношень від величини навантаження, яке суттєво змінюється при виході ВЕР на усталений режим. Тобто, в процесі роботи він забезпечує незмінність відношення $\gamma = Q_n / Q_\kappa$, а відтак і значення параметра добротності камери κ .

Другий, не маючи геометричних обмежень за координатою руху, у відповідності до принципу найменшої дії Мопертюї-Лагранжа рухається із змінними амплітудою і фазою, які залежать від значення навантаження камер, внаслідок чого ВЕР виходить на значення тиску $\approx 0,63$, а не p_∞ . Тому цей тип електроприводу більше підходить для компресора, а не для ВЕР.

Привідний двигун ВЕР повинен виконувати роботу, компенсуючи роботу сил, що діють на її робочі елементи, а саме:

- сил (моментів), обумовлених виконанням корисної роботи – переміщення маси газу, його компресію й декомпресію;
- сил (моментів), обумовлених пружними властивостями мембрани;
- сил (моментів), обумовлених дією навколишнього середовища на робочі елементи камер внаслідок різниці тиску на їхніх реверсних і аверсних поверхнях;
- сил (моментів), обумовлених наявністю сил тертя в рухомих частинах приводу;
- сил (моментів), обумовлених явищем інерції.

Строгий підхід вимагає встановлення часових залежностей вказаних сил протягом такту, а також їхніх часових макрозалежностей в процесі виходу вакуумера на усталений режим. Більшість з цих сил описуються досить складними залежностями, як у функції координати руху так і в часі. Тому застосуємо енергетичний підхід: визначимо середню роботу всіх сил протягом циклу, за максимальним значенням якої встановимо номінальну потужність N_n (момент M_n) двигуна, а за значенням пульсації сил (моментів) встановимо необхідну перевантажувальну здатність двигуна з урахуванням того, що частково вони компенсуються за рахунок кінетичної енергії ротора двигуна. Що ж до номінальної частоти обертання двигуна ω_n , то її слід визначати з урахуванням заданих значень вакуумованого об'єму Q , часу виходу на усталений режим t_y і параметрів пневмокамери Q_{km} і β у відповідності з (21). Цей зв'язок можна записати як

$$\omega \cdot Q_{km} (1 - \beta)^2 \geq 8\pi \cdot Q / t_y. \quad (22)$$

Корисна робота пневмокамери. Зміна енергетичного стану газу в пневмокамері протягом циклу вимагає певних затрат енергії (роботи). Якісні діаграми залежностей об'єму камери $Q(x)$ і тиску в ній $P(x)$ у функції деякої узагальненої координати x (переміщення мембрани, кута повороту привідного двигуна, часу тощо) приведені на рис. 5.

Протягом першого такту камера працює в режимі компресії. На ділянці 1 ($0 < x \leq x_1$) об'єм камери зменшується за деяким законом від значення Q_{max} до Q_1 , а тиск зростає від значення $P_{вх} = P_{min}$ до $P_{вих} = P_{max}$, тобто до значення тиску, при якому відкривається вихідний вентиль. На ділянці 2 першого такту ($x_1 \leq x < 0,5$), не зважаючи на зміну об'єму камери від значення Q_1 до Q_{min} , тиск в камері залишається практично незмінним і рівним P_{max} внаслідок видалення певної маси газу через вихідний вентиль. На наступній ділянці 3 ($0,5 < x \leq x_2$) об'єм камери починає збільшуватись, а тиск в ній – зменшуватись, внаслідок чого закривається вихідний вентиль і тиск продовжує падати до значення, яке відповідає вхідному тиску $P_{вх}$, якому відповідатиме значення об'єму Q_2 . При закритому вихідному вентилі відкривається вхідний, і на ділянці 4 ($x_2 \leq x < 1$) тиск $P(x)$ залишатиметься постійним і рівним $P_{вх}$ внаслідок притоку газу з вакуумованої камери. Оскільки за один цикл $P_{вх}$ практично не змінюється, то з точністю до величин другого порядку малості можна покласти $P_{вх} = P_{min}$ (тобто вважати $P_{вх}$ "замороженим" аналогічно "заморожуванню" однієї з координат процесу при розрахунку енергії чи коенергії системи).

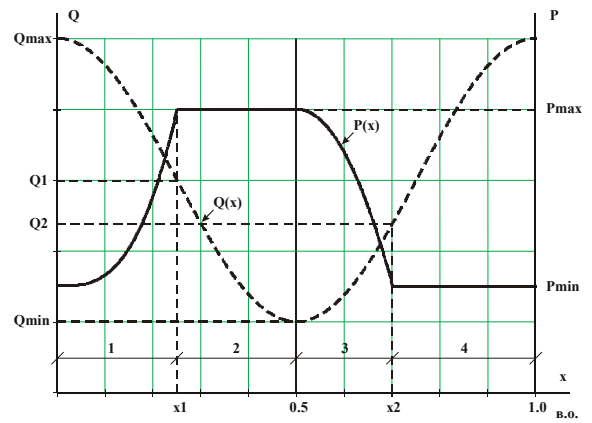


Рис. 5. Якісна діаграма функційних залежностей $Q(x)$ і $P(x)$

На ділянках такту 2 і 4 робота з переміщення газу переважно виконується за рахунок зовнішніх сил (тисків), а робота на компресію і декомпресію газу визначається її значеннями на ділянках 1 і 3 діаграми.

Роботу, затрачену на компресію газу на ділянці 1, для якої справедливі тотожності $P_{min} \cdot Q_{max} = P(x) \cdot Q(x) = P_{max} \cdot Q_{min}$ визначимо як

$$A_1 = \int_0^{x_1} P(x) \cdot dQ = P_{min} \cdot Q_{max} \int_0^{x_1} \frac{dQ}{Q(x)} = P_{min} \cdot Q_{max} \cdot \ln \frac{Q_1}{Q_{max}}$$

, але оскільки $Q_1/Q_{max} = P_{max}/P_{min}$, то

$$A_1 = P_{min} \cdot Q_{max} \cdot \ln(P_{max}/P_{min}). \quad (23)$$

Аналогічно, робота, затрачена на декомпресію газу на ділянці 3, для якої справедливі тотожності $P_{min} \cdot Q_2 = P(x) \cdot Q(x) = P_{max} \cdot Q_{min}$, рівна

$$A_3 = \int_{0,5}^{x_2} P(x) \cdot dQ = P_{min} \cdot Q_{max} \int_{0,5}^{x_2} \frac{dQ}{Q(x)} = P_{min} \cdot Q_{max} \cdot \ln \frac{P_{max}}{P_{min}}$$

Отже, робота, затрачена на компресію, дорівнює роботі, затраченій на декомпресію, тому повна робота камери за цикл становить

$$A = A_1 + A_3 = 2 \cdot P_{min} \cdot Q_{max} \cdot \ln(P_{max}/P_{min}). \quad (24)$$

Оскільки тиск P_{min} є вхідним тиском камери, то в часі він описується (12), тоді з урахуванням, що $Q_{max} = Q_m + Q_n = Q_m (1 + \gamma)$

$$A = 2 \cdot P_a \cdot Q_m \cdot (1 + \gamma) \cdot p(\tau) \cdot \ln(p_m/p(\tau)), \quad (25)$$

де p_m – відносне значення тиску на виході камери в частках P_a .

При тактовій частоті камери f робота A виконується з середньою потужністю за цикл.

$$N = 2 \cdot P_a \cdot Q_m \cdot f \cdot (1 + \gamma) \cdot p(\tau) \cdot \ln(p_m/p(\tau)). \quad (26)$$

Враховуючи, що $Q_m \cdot f = w [m^3/c]$ – продуктивність камери при її роботі в умовах $P_{вх} = P_{вих} = P_a$, запишемо (26) як

$$N = 2 \cdot P_a \cdot w \cdot (1 + \gamma) \cdot p(\tau) \cdot \ln(p_m/p(\tau)). \quad (27)$$

Корисна потужність одноступеневої помпи. Для однокамерного ВЕР $P_{max} = P_a$ (тобто $p_m = 1$), а $p(\tau)$ описується (12) і (6). Для спрощення викладок і забезпечення деякого запасу проектного розрахунку покладемо $\beta \rightarrow 0$, тоді

$$p(\tau) = \frac{e^{-\tau} + \kappa}{1 + \kappa}. \quad (28)$$

З урахуванням (28) перепишемо (27) як

$$N_{1\kappa} = 2 \cdot P_a \cdot w(1 + \kappa) \cdot \eta(\tau), \quad (29)$$

$$\eta(\tau) = -p(\tau) \cdot \ln p(\tau) \quad (30)$$

де $\eta(\tau)$ - коефіцієнт завантаження компресійної камери в часі при переході від режиму короткого замикання ($\tau = 0$; $p(0) = 1$; $\eta(0) = 0$) до усталеного режиму роботи при $\tau \rightarrow \infty$ ($p_\infty = \kappa / (1 + \kappa)$ і $\eta_\infty = \kappa \cdot \ln(1/\kappa + 1) / (1 + \kappa)$).

Функційні залежності $\eta(\tau)$ при різних значеннях κ показано на рис. 6.

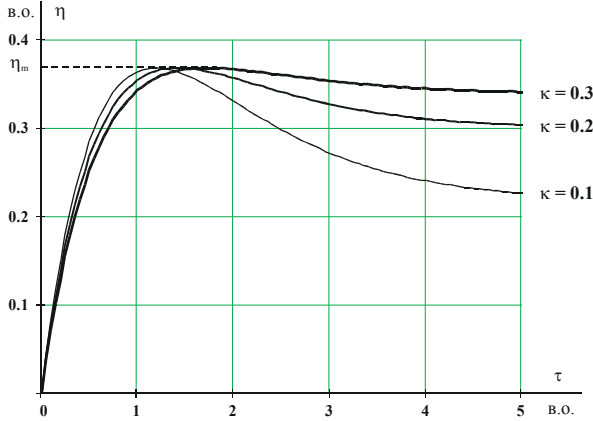


Рис. 6. Функційні залежності $\eta(\tau)$ при різних κ

Характерною їхньою ознакою є наявність екстремуму η_m при певному τ_m (а відтак і p_m), причому значення η_m не залежить від добротності κ . Справді,

$$\text{якщо } \left. \frac{d\eta(\tau)}{d p(\tau)} \right|_{\tau_m} = -\ln p_m + 1 = 0, \text{ то } p(\tau_m) = e^{-1},$$

$$\tau_m = -\ln((1 + \kappa)/e - \kappa) \text{ і } \eta_m = e^{-1}.$$

Незалежність η_m від κ підтверджує рис. 7, на якому показана залежність $\eta(\tau) = f(v(\tau))$ для різних κ . Зазначимо, що $\eta(\tau)$ має максимум за умови $(1 + \kappa) \cdot e^{-1} - \kappa > 0$, тобто $\kappa < 1/(e-1) \approx 0,582$, що завжди виконується, бо в реальних вакуумерах завжди $\kappa < 0,3$.

Отже потужність привідного двигуна однокамерного вакуумера не може бути меншою ніж

$$N_{1\kappa} = 2 \cdot P_a \cdot w(1 + \kappa)/e. \quad (31)$$

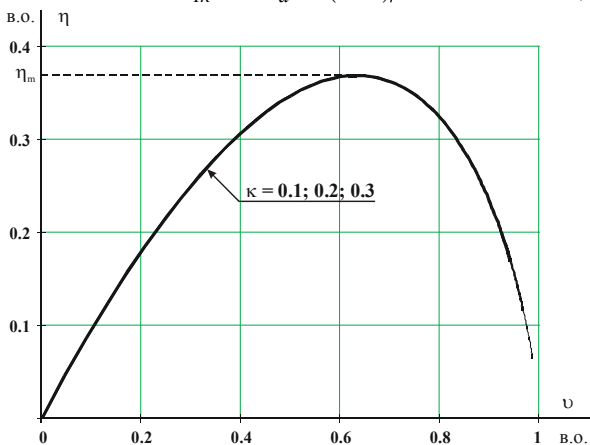


Рис. 7. Функційні залежності $\eta(\tau)$ від $v(\tau)$ при різних значеннях κ

Корисна потужність двоступеневої помпи. Як і в попередньому випадку для вихідної камери вихідним тиском буде P_a ($p_m = 1$), а вхідним – тиск P_1 у вакуумованому об'ємі, який за прийнятих спрощень у

відповідності до (12) і (17) запишемо як

$$p_1(\tau) = \left((1 + 2\kappa) \cdot e^{-\tau} + \kappa^2 \right) \cdot (1 + \kappa)^{-2}, \text{ тому} \\ N_2 = 2 \cdot P_a \cdot w(1 + \kappa) \cdot p_1(\tau) \cdot \ln(1/p_1(\tau)). \quad (32)$$

Але, як було продемонстровано, значення η_m не залежить від форми функції $p_1(\tau)$, тому максимальна потужність вихідної камери описується виразом (31).

Вихідним тиском для вхідної камери є деяке значення тиску вихідної камери, яке протягом циклу змінюється в діапазоні $P_1(\tau) < P_{2\max} < P_a$. Можна показати, що за енергетичного підходу за величину такого тиску слід прийняти середнє геометричне між $P_1(\tau)$ і P_a , тобто $P_{2\max} = \sqrt{P_1 \cdot P_a}$ при цьому $p_m = \sqrt{P_1}$.

В такому випадку значення параметра $\eta_1(\tau)$ буде

$$\eta_1(\tau) = p_1(\tau) \cdot \ln(1/\sqrt{p_1(\tau)}) = 0,5\eta(\tau),$$

тобто навантаження вхідної камери в два рази менше від навантаження вихідної. То ж сумарна максимальна потужність двоступеневого вакуумера буде

$$N_{2\kappa} = 3 \cdot \zeta \cdot P_a \cdot w(1 + \kappa)/e \approx 1,1 \cdot \zeta \cdot P_a \cdot w(1 + \kappa), \quad (33)$$

де ζ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на вентилях ($1 < \zeta < 1,1$).

Робота всіх інших сил. Значення середньої за цикл роботи сил, обумовлених пружними властивостями мембрани, тотожно рівне нулевій, бо вони мають пульсуючий характер з амплітудою $F_m = c \cdot e$, де c – коефіцієнт пружності мембрани [Н / м], а e – значення ексцентриситету кривошипа [м]. Матеріали на кшталт гуми, характеризуються ще втратами на гістерезис унаслідок їхніх релаксаційних властивостей при динамічному навантаженні, які зумовлюють запізнення деформації від відповідної сили (зсув фази). З огляду на незначну величину відносної деформації власне об'єму мембрани в проектних розрахунках цими втратами можна знехтувати.

Значення середньої за цикл роботи сил, обумовлених дією тиску зовнішнього середовища на мембрану, також рівна нулевій, але ці сили породжують втрати внаслідок вторинних факторів, таких, як тертя в підшипниках куліс. При значеннях ексцентриситету $1 \text{ мм} \leq e \leq 5 \text{ мм}$ ці сили можна розглядати як додаткове радіальне навантаження на підшипники, які характеризуються коефіцієнтом тертя кочення k_f ($k_f \approx 4 \cdot 10^{-5} \div 5 \cdot 10^{-5}$) [2]. Якщо не брати до уваги незначний кут відхилення куліс, то ці сили не змінюють свого напрямку і практично не змінюються у часі.

Потужність, затрачену на покриття втрат у підшипниках двоступеневої ВЕР, запишемо як

$$N_m = 2 \cdot S_M \cdot P_a \cdot k_f \cdot \omega = 4 \cdot \pi \cdot P_a \cdot w(1 + \gamma) \cdot k_f / h_e \quad (34)$$

де $S_M \approx \pi d^2/4$ - площа активної частини мембрани; d – діаметр защемлення мембрани; $h_e \approx 0,7 \cdot e$ – ефективна висота камери при її еквівалентуванні рівно-об'ємним циліндром діаметра d .

У відповідності до (33) і (34) значення сумарної корисної потужності двигуна повинно бути більшим ніж

$$N' = \zeta \cdot P_a \cdot \omega \cdot (1 + \kappa) \left(1 + 4\pi \cdot k_f / h_e \right) \quad (35)$$

Врахування втрат, обумовлених інерційними силами, робота за цикл яких теоретично рівна нулевій, - питання окреме й складне, тут його не розглядатимемо. Але, враховуючи пульсаційний характер основних

сил, які діють на рухомі елементи вакуумера, (35) необхідно модифікувати за допомогою коефіцієнта $k \approx \sqrt{2}$. Тобто для практичних розрахунків покласти

$$N_H = 1,4 \cdot \zeta \cdot P_a \cdot \omega \cdot (1 + \kappa) \cdot \left(1,1 + 4 \cdot \pi \cdot \frac{k_f}{h_e} \right); M_H = \frac{N_H}{\omega} \quad (36)$$

ПРИКЛАД ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ VEP

Технічні вимоги (номінальні величини):

- продуктивність $q = 0,1 \text{ дм}^3/\text{с}$;
- значення граничного тиску $P_{\infty} \leq 4 \text{ кПа}$;
- значення вакуумованого об'єму $Q = 6 \text{ дм}^3$;
- час виходу на значення $P_{\infty} t_y \leq 150 \text{ с}$.

1. Приймаємо двокамерне конструктивне виконання вакуумера, бо відносна величина граничного тиску $p_{\infty} = P_{\infty}/P_a = 4/100 < p_{\infty 1\kappa} \approx 0,12$, менша значення граничного тиску однокамерного вакуумера.

2. У відповідності до (19) відносне значення паразитного об'єму камер не повинно перевищувати величину $\kappa = \sqrt{p_{\infty}} / (1 - \sqrt{p_{\infty}}) = \sqrt{0,04} / (1 - \sqrt{0,04}) = 0,25$.

Приймаємо $\kappa = 0,2$, а можливу деформацію камер від дії зовнішнього тиску і наявності підсмоктування газу внаслідок не ідеальності вентилів врахуємо значенням $\beta = 0,2$.

3. На основі (22) встановимо зв'язок між частотою обертання ω і корисним об'ємом камер Q_{km} $\omega \cdot Q_{km} \geq 8 \cdot \pi \cdot Q / (t_y (1 - \beta)^2) = 8 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 10^{-3} / (150 (1 - 0,8)^2) = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \cdot \text{рад}/\text{с}$. Покладемо $\omega = 314 \text{ рад}/\text{с}$ (3000 об./хв.), тоді $Q_{km} \geq 1,56 \cdot 10^{-3} / 314 = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (4,9 см³). Приймаємо $Q_{km} = 5 \text{ см}^3$.

4. Геометричні розміри компресійної камери, враховуючи її конусоподібну форму, визначимо із співвідношення $Q_{km} = \pi \cdot d^3 \cdot \varepsilon / 6$, де d – діаметр зовнішнього защемлення мембрани; $\varepsilon = e/d$ – значення відносної величини максимального прогину мембрани (ексцентриситету кривошипа). В залежності від матеріалу мембрани $0,03 \leq \varepsilon \leq 0,045$. Для гуми завтовшки 1 мм $\varepsilon = 0,04$ [3], тоді $d = \sqrt[3]{6 \cdot Q_{km} / \pi \cdot \varepsilon} = \sqrt[3]{6 \cdot 5 / \pi \cdot 0,04} = 6,2 \text{ см}$; $e = 0,04 \cdot 6,2 = 0,248 \text{ см}$.

За отриманими значеннями d і e виконуємо ескізне креслення камери як показано на рис. 8.

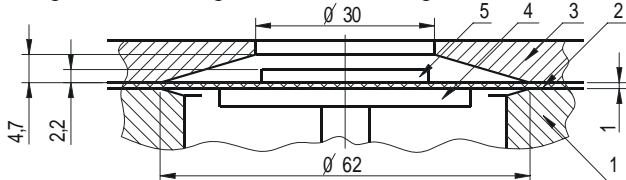


Рис. 8. – Ескізне креслення компресійної камери.

- 1 – корпус; 2 – мембрана; 3 – верхня кришка;
- 4 – опорний диск; 5 – кріпильний диск

5. Параметри привідного двигуна. У відповідності з (36) номінальна потужність двигуна N_H повинна становити

$$N_H = 1,4 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^5 (1 + 0,2) \cdot \left(1,1 + 4\pi \cdot \frac{4 \cdot 10^{-5}}{1,75 \cdot 10^{-3}} \right) = 23,3 \text{ Вт і } M_H = N_H / \omega = 23,3 / 314 = 0,075 \text{ Нм}$$

У конструкції VEP з приладним автономним електродвигуном можна використати однофазний асинхронний конденсаторний двигун SEK23-4 виробництва фірми Мікотома (Польща) з номінальними даними: $U_H = 220 \text{ В}$; $P_{2H} = 23 \text{ Вт}$; $M_H = 78,4 \text{ мНм}$; $\omega_H = 2800 \text{ об}/\text{хв}$, як це зроблено у VEP типу № 85.3 KNE.

При виконанні VEP як інтегрованого моноблока проектний розрахунок електродвигуна доцільно здійснити на засадах редизайну за методиками викладеними в [4, 5]. Так, конструкція інтегрованої вакуумної електропомпи ДБ130-60-Д16 (розробленої СКБ ЕМС при Національному університеті "Львівська політехніка"), реалізована на статорних виштамповках серійного асинхронного двигуна 4А63 (рис. 9).

Параметри виштамповки: зовнішній діаметр $D_3 = 100 \text{ мм}$; внутрішній діаметр $D_в = 63 \text{ мм}$; кількість зубців $z = 24$; довжина пакету статора $l = 10 \text{ мм}$. У пази статора вкладена трифазна обмотка з кількістю витків фази $w_f = 400$ навитих з дроту ПЕВ-2 $\varnothing 0,41 \text{ мм}$.

На роторі розташовані вісім постійних магнітів з матеріалу FeNdB розмірами $b \times l \times h = 18 \times 10 \times 3,5 \text{ мм}$. Двигун виконаний як електронно керований за допомогою драйвера TDA5142T [6], який дозволяє застосування зовнішнього циклоконвертора без наявності давача положення ротора.

Номінальні дані двигуна: $U_H = 120 \text{ В}$; споживаний струм $I_H \leq 0,3 \text{ А}$; постійна за моментом $C_M = 0,4 \text{ Нм}/\text{А}$; частота обертання $\omega_H = 3000 \text{ об}/\text{хв}$. Суттєвою перевагою електроприводу VEP ДБ130-60-Д16 проти приводу на базі асинхронного двигуна є те, що перший запускається за довільного значення $P_{зап}$ у вакуумованому об'ємі, тоді як другий запускається лише за $P_{зап} \geq 0,6 P_a$, що властиво для всіх імпортованих електропомп оснащених асинхронними двигунами.

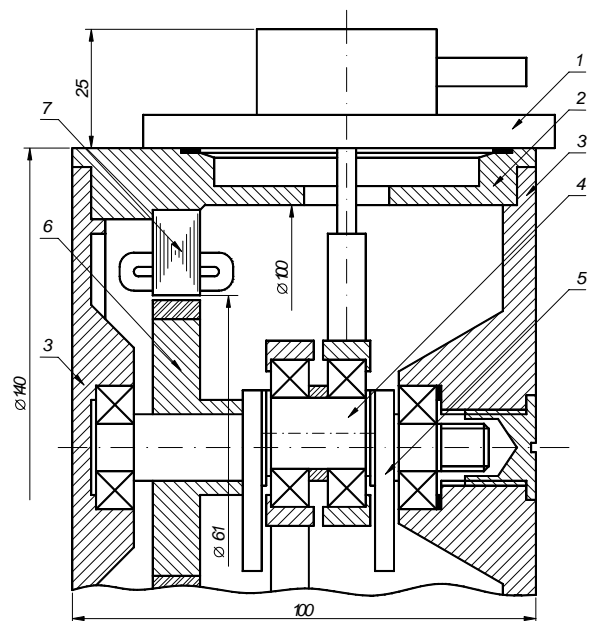


Рис. 9. Конструкція VEP ДБ130-60-Д16

- 1 – пневмокамера; 2 – корпус; 3 – підшипниковий щит;
- 4 – вал з ексцентриком; 5 – балансир;
- 6 – ротор з постійними магнітами; 7 – статор з обмоткою

6. Після конструкторської проробки вакуумера загалом виконують повірочний розрахунок, але вже за іншою методикою та іншими формулами.

ПІСЛЯМОВА

Викладена методика вибору основних конструктивних величин вакуумера та параметрів його електропривода дозволяє їх визначення за заданими експлуатаційними характеристиками на стадії проектних розрахунків. Порівняння розрахункових та експериментальних залежностей наростання вакууму в часі в одному й тому ж об'ємі $Q=5,7 \text{ дм}^3$ для двох типів ВЕР показано на рис. 10, який свідчить про їхню задовільну збіжність.

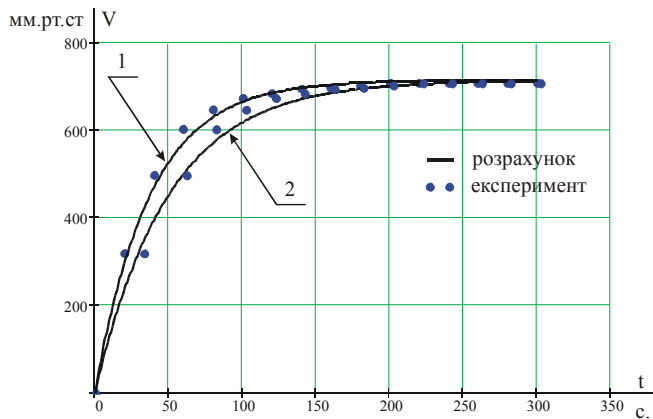


Рис. 10. Порівняння розрахункових і експериментальних залежностей $V(t)$ для ВЕР
1 - ДБ130-60-Д16; 2 - № 85.3 KNE

Наприкінці звернемо увагу читача на характерну особливість коефіцієнта завантаження пневмокамери $\eta(\tau)$ за (30). Якщо від (30) вирахувати функціонал, замінивши час τ на координату x , то отримаємо

$$H = \int_{-\infty}^{+\infty} \eta(x) \cdot dx = - \int_{-\infty}^{+\infty} p(x) \cdot \ln p(x) \cdot dx - \quad (37)$$

відому 16-ту теорему Шеннона ентропійної теорії інформації [7], згідно якій "при незалежній від сигналу в ймовірнісному сенсі заваді її дезінформаційна дія не залежить від закону розподілу і потужності самого сигналу, а визначається лише ентропією H " [8]. Перефразовуючи її ми стверджуємо, що в нашому випадку

$$H = \int_{-\infty}^{+\infty} \eta(\tau) \cdot d\tau = - \int_{-0}^{\tau_y} p(\tau) \cdot \ln p(\tau) \cdot d\tau = - \ln p_{\infty}, \quad (38)$$

тобто – "питома витрата енергії на створення вакууму в одиниці об'єму Q не залежить від закону руху активних елементів вакуумера та інтенсивності наростання вакууму", що ще раз підкреслює ентропійний характер фізичної величини "тиск".

ПОДЯКА

Автори висловлюють подяку керівництву НВФ "ПРОГРЕТ" (м. Львів) за ініціацію наукових досліджень та фінансування проектних робіт зі створення вітчизняних вакуумних електропомп об'ємного типу.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Физический энциклопедический словарь / Гл. Ред. А.М.Прохоров – М.: Сов. энциклопедия, 1984. – 944 с.
- [2] Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А.Веркович, Е.Н.Головенко, В.А.Голубков и др. Под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е.Чаадаевой. – Л.: Машиностроение, 1989. – 792 с.
- [3] Лапетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. Изд. 2-е. – Л.: Химия, 1977. – 408с.
- [4] V.Zavgorodniy, I.Snitkov. New designs of electronic controlled motors on the base of redesigning and remaking technology. Proc. of 5-th Int. conf. on Unconventional Electromechanical and Electrical Systems, UEES'01, Miedzyzdroje, Poland, Sept. 05-08, 2001. – pp. 405 – 410
- [5] Завгородній В.Д., Снітков І.Ф., Черніков В.І. Конструкції електронно керованих двигунів магнітоелектричного збудження на основі редизайну асинхронних машин // Вісник НУ "Львівська політехніка": Електроенергетичні та електромеханічні системи № 421, 2001. – С. 67 – 72.
- [6] Brushless DC motor drive circuit. Product specification. – 1992. <http://www.semiconductors>.
- [7] Хьюбер П. Робастність в статистике: Пер. с англ. Под ред. И.Г.Журбенко. – М.: Мир, 1984. – 304 с.
- [8] Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.– Л.: Энергоатомиздат, 1985.–248с.

Надійшла 18.03.2005