

УДК 621.007.52

Б.І. Кіндрацький

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин

МЕТОДОЛОГІЯ І АЛГОРИТМ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ ПНЕВМОПРИВОДІВ З ІНЕРЦІЙНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

© Кіндрацький Б.І., 2002

Запропоновано методологію й алгоритм багатокритеріального оптимізаційного структурно-параметричного синтезу пневматичних приводів з інерційним навантаженням. В їх основу покладено багаторівневу комбіновану оптимізацію за різними динамічними й математичними моделями з вибором оптимального варіанта на кінцевій стадії проектування за інтегральним показником якості – критерієм сумарної корисності конструкції.

The methodology and algorithm of multicriteria optimization structural - parametric synthesis of pneumatic drives with a slugged loading is offered. In their basis is put multilevel combined optimization on different dynamic and mathematical models with trade - off on a final design stage behind an integrated figure of merit – by measure of aggregate usefulness of a construction.

Розрахунок і проектування пневматичних приводів машин-автоматів, промислових роботів тощо – достатньо складне завдання. Оскільки сьогодні відсутні комплектні пневмоприводи для розв’язання певних конкретних задач, то доводиться щоразу вибирати їх структуру, регулювальні й допоміжні пристрої, взаємозв’язок і алгоритм роботи останніх.

Враховуючи велику вартість проектних робіт і самого пневмоприводу загалом, уже на стадії проектних розробок потрібно відібрати таку конструктивну схему, яка надалі забезпечить його оптимальні характеристики й ефективність. Тому розроблення методології та алгоритму синтезу таких систем є актуальним.

Залежно від виду технологічного навантаження пневматичні приводи можна розділити на дві групи: приводи з силовим навантаженням (зовнішнє навантаження визначається технологічним процесом і наперед задане – здебільшого, це приводи малої вантажопідйомності (до 5 кг) або із замкнутим кінематичним ланцюгом) і приводи з інерційним навантаженням (сила технологічного опору переміщенню штока дорівнює нулеві, а зведена сила тертя набагато менша від сили інерції, яка виникає під час руху робочого органа – приводи великої вантажопідйомності з розімкненим кінематичним ланцюгом).

До пневмоприводів з інерційним навантаженням, у першу чергу, слід віднести приводи лінійного переміщення захвату руки промислових роботів, а також механізмів повороту й підйому. Здебільшого, це розімкнені кінематичні ланцюги, в кінцевій точці яких зосереджена маса, якою маніпулюють.

Методи й алгоритми синтезу силових пневмоприводів розроблені достатньо повно [1 – 7]. Однак застосувати їх для синтезу пневматичних приводів з інерційним навантаженням неможливо, оскільки одномасна динамічна модель приводу, покладена в основу аналізу та синтезу силових пневмоприводів, не відтворює реальних умов роботи приводів з інерційним навантаженням [8, 9].

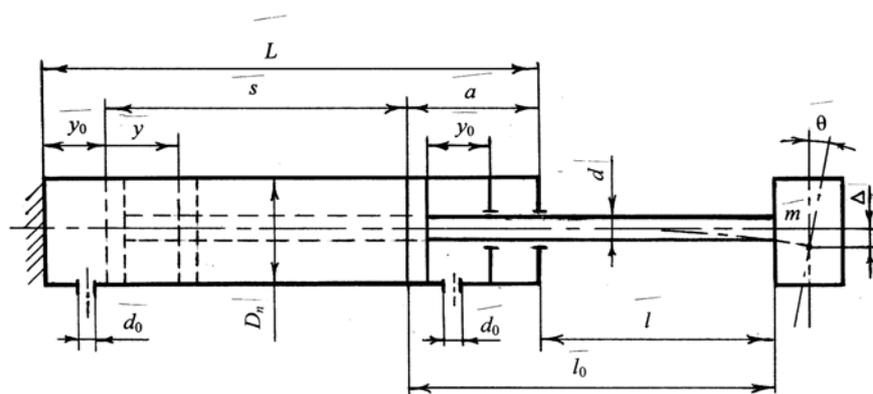


Рис. 1. Схема пневмоприводу з інерційним навантаженням

У пневматичних приводах малої вантажопідйомності або із замкнутим кінематичним ланцюгом реакції в ущільненні штока і між поршнем та гільзою пневмоциліндра (ПЦ), а отже, й сили тертя між ними, практично не залежать від положення поршня і ними при розрахунках нехтують. У пневмоприводах великої вантажопідйомності з розімкнутим кінематичним ланцюгом (рис. 1) нормальні реакції в опорах і сили тертя між поршнем та гільзою ПЦ і штоком та його ущільненням суттєво залежать від положення поршня. Так, наприклад, нормальні реакції та відповідні їм сили тертя в опорах ПЦ при повністю витягнутому штоці й консольному розташуванні вантажу можуть на порядок перевищувати відповідні сили при повністю втягнутому штоці [9]. Крім цього, внаслідок конструктивних особливостей будови руки маніпулятора, відношення площ поршнів у штоковій F_2 і безштоковій F_1 порожнинах ПЦ сильно відрізняються: $\Pi_{21} = F_2/F_1 = 0,2-0,7$ і менше, що суттєво впливає на характер перехідних процесів при втягуванні та висуненні штока [3].

Враховуючи суттєві відмінності в роботі пневмоприводу при висуненні й втягуванні штока під час синтезу пневмоприводів з інерційним навантаженням, на нашу думку, слід розглядати такі режими роботи:

- 1) прямий хід (висунення штока) при $m = m_{min}$;
- 2) зворотний хід (втягнення штока) при $m = m_{min}$;
- 3) прямий хід при $m = m_{max}$;
- 4) зворотний хід при $m = m_{max}$;
- 5) позиціонування у проміжній точці робочого ходу.

Розрахунок конструктивних параметрів пневмоприводу, системи керування та пристроїв гальмування й позиціонування штока ПЦ з урахуванням цих режимів дозволить забезпечити ефективну роботу приводу з інерційним навантаженням.

У загальному випадку задача оптимізаційного синтезу містить вибір оптимального типу об'єкта (наприклад, пневмоприводи з автономним гальмовим пристроєм, пневмогідравлічні з об'ємним дозуванням рідини та ін.), його конструктивної схеми (розташування гальмового пристрою, наявність додаткових ланок між гальмовим пристроєм і штоком ПЦ, виду гальмового пристрою) і оптимізацію параметрів об'єкта (геометричні розміри тощо). Тут слід зазначити, що загальна задача оптимізації пневматичних приводів з урахуванням усіх чинників у кінцевому випадку зводиться до визначення значень параметрів об'єкта. Реально існує скінченна кількість типів і конструктивних схем пневмоприводів, завер-

шальну оцінку переваг і недоліків яких можна здійснити лише за конкретизації об'єкта до рівня параметрів. Тому вибір оптимальних типу й конструктивної схеми приводу можна здійснити розв'язанням кількох задач оптимізації (за кількістю типів і конструктивних схем, що застосовуються) з урахуванням математичних моделей, які враховують особливості кожного з варіантів.

На основі сказаного вище, пропонуємо таку методологію та алгоритм (рис. 2) багатокритеріального оптимізаційного структурно-параметричного синтезу пневмоприводів з інерційним навантаженням. Як приклад розглянемо пневмопривід лінійного переміщення руки маніпулятора промислового робота.

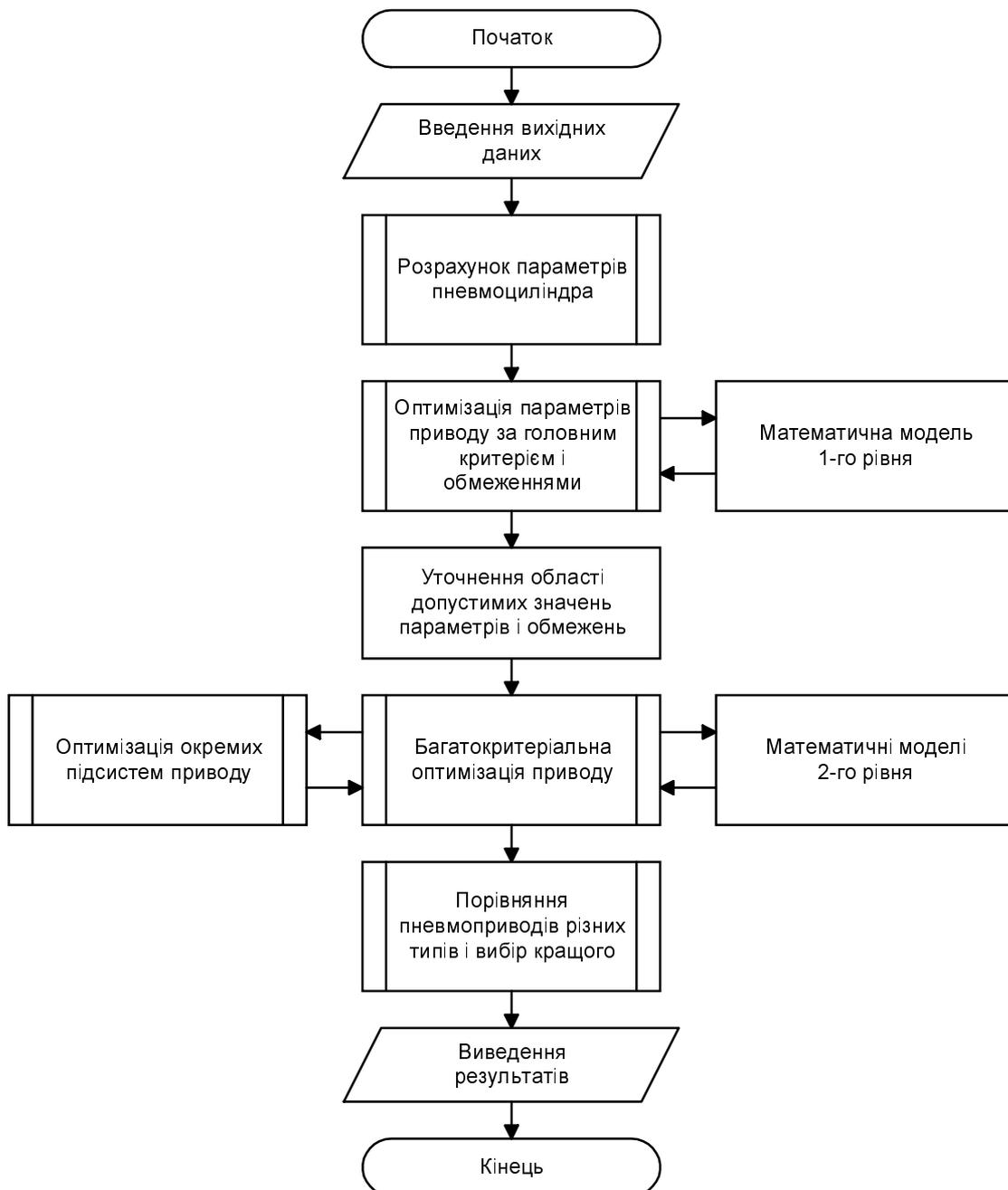


Рис. 2. Узагальнена схема алгоритму оптимізаційного синтезу пневмоприводу

Оскільки в пневмоприводах з інерційним навантаженням сила опору переміщенню штока ПЦ заздалегідь невідома, то площу поршня треба вибирати з умов переборювання зведеної сили тертя F_m^* у рухомих з'єднаннях ПЦ при втягуванні штока з вантажем масою m_{max} , розташованим на його вільному кінці (у захваті руки промислового робота) (рис. 1).

Площа поршня F_1 у безштоковій порожнині ПЦ і F_2 – у штоковій порожнині визначаються за формулами:

$$F_1 = \frac{\pi D_n^2}{4}; \quad (1)$$

$$F_2 = \frac{\pi(D_n^2 - d^2)}{4}, \quad (2)$$

де D_n і d – відповідно, діаметри поршня і штока.

Робочий хід поршня, а отже, довжина консолі штока l (рис. 1), відомі з умов виконання технологічного процесу. Тому для забезпечення статичної точності позиціонування захвата ПР, діаметр штока ПЦ потрібно визначити з умов забезпечення допустимого прогину $[\Delta]$ центра мас вантажу і допустимого кута повороту $[\theta]$ поперечного перерізу, який проходить через нього:

$$\Delta = \frac{m_{max}gl^3}{3EI_x} \leq [\Delta]; \quad (3)$$

$$\theta = \frac{m_{max}gl^2}{2EI_x} \leq [\theta], \quad (4)$$

де m_{max} – максимальна зведена маса вантажу й захвата ПР; g – пришвидшення сили земного тяжіння; E – модуль пружності; l – довжина консолі штока; I_x – осьовий момент інерції штока (для круглого штока $I_x = \pi d^4/64$, а за наявності додаткових елементів збільшення жорсткості штока на згин – розраховується відповідно до конструктивної схеми).

Втягування поршня ПЦ відбуватиметься за умови, що

$$p_m F_2 \geq F_m^*, \quad (5)$$

де p_m – тиск повітря у пневматичній магістралі.

З урахуванням (1) і (2) умову (5) перепишемо так:

$$p_m \left(F_1 - \frac{\pi d^2}{4} \right) \geq F_m^*. \quad (6)$$

Звідси отримуємо:

$$F_1 \geq \frac{F_m^*}{p_m} - \frac{\pi d^2}{4}. \quad (7)$$

З умов (3) і (4) при круглому штоці ПЦ маємо:

$$d^2 \geq \sqrt{\frac{64m_{max}gl^3}{3\pi E[\Delta]}}; \quad (8)$$

$$d^2 \geq \sqrt{\frac{64m_{max}gl^2}{2\pi E[\theta]}}. \quad (9)$$

Вибираючи більше зі значень d^2 , розрахованих за формулами (8) і (9), та підставляючи їх у (7), з врахуванням (1), отримуємо

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}}. \quad (10)$$

Отримавши розрахункове мінімальне значення діаметра поршня D_{nmin} за формулою (10), вибираємо типорозмір ПЦ з діаметром поршня $D_n \geq D_{nmin}$.

Вибір діаметра поршня і типорозміру ПЦ зі статичних умов не забезпечує потрібних характеристик приводу, тому треба провести його динамічний розрахунок, визначивши пропускну спроможність пневмолінії, час спрацювання, закон руху вихідної ланки, вибрати систему керування, розподільні та гальмові пристрої.

Враховуючи багатоваріантність режимів роботи пневмоприводу, різноманітність типів і структур, а також широкий вибір систем керування, розподільних і гальмових пристроїв, а також діапазон зміни конструктивних параметрів, на нашу думку, задачу оптимізаційного синтезу пневмоприводу доцільно розділити на декілька взаємопов'язаних задач з відповідними частковими моделями оптимізації, об'єднавши їх на завершальній стадії оптимізації моделлю вибору кращого з варіантів, отриманих за результатами попередніх стадій оптимізації.

Загалом задачу синтезу пневмоприводу можна сформулювати так: вибрати оптимальний тип, структуру і конструктивні параметри пневмоприводу з інерційним навантаженням для маніпулювання об'єктом масою $m_0 \leq m \leq m_k$ і заданих обмеженнях на характеристики (період циклу, максимальні швидкість і пришвидшення, масу приводу, ККД, надійність, технологічність, конкурентоспроможність тощо) й конструктивні параметри приводу (діаметри поршня, штока, отворів підведення і відведення повітря та ін.).

Оскільки головним елементом пневмоприводу будь-якого типу й структури є ПЦ, то на першій стадії доцільно провести його оптимізацію за спрощеною динамічною моделлю (рис. 1), сформулювавши задачу оптимізації так: за заданих максимальній масі рухомих ланок пневмоприводу m_{max} , тиску повітря у магістралі p_m , робочому ході s і обмеженнях на час робочого циклу t_y , максимальні швидкість V_{max} і пришвидшення a_{max} поршня за цикл та швидкості поршня у кінці робочого ходу V_k підібрати конструктивні параметри ПЦ так, щоб затрати енергії E на виконання циклу за заданий час були мінімальними.

Математично сформульована задача запишеться так:

$$\Psi = \frac{E}{t_y} \rightarrow \min_x \quad x \in D; \quad (11)$$

$$t_y \leq [t_y]; \quad a_{max} \leq [a]; \quad V_{max} \leq [V]; \quad V_k \leq [V_k], \quad (12)$$

де $[t_y]$, $[V]$, $[a]$, $[V_k]$ – допустимі значення відповідно періоду циклу, пришвидшення і швидкості руху поршня в межах робочого циклу та кінці робочого ходу.

Проектними параметрами при цьому будуть: діаметри поршня D_n і штока d ; ефективні площі лінії підведення f_1^e та відведення f_2^e ; початкові об'єми робочої V_{01} і вихлопної V_{02} порожнин; віддаль між поршнем і ущільненням штока при максимально витягнутому штоці a (міжпорна віддаль ПЦ).

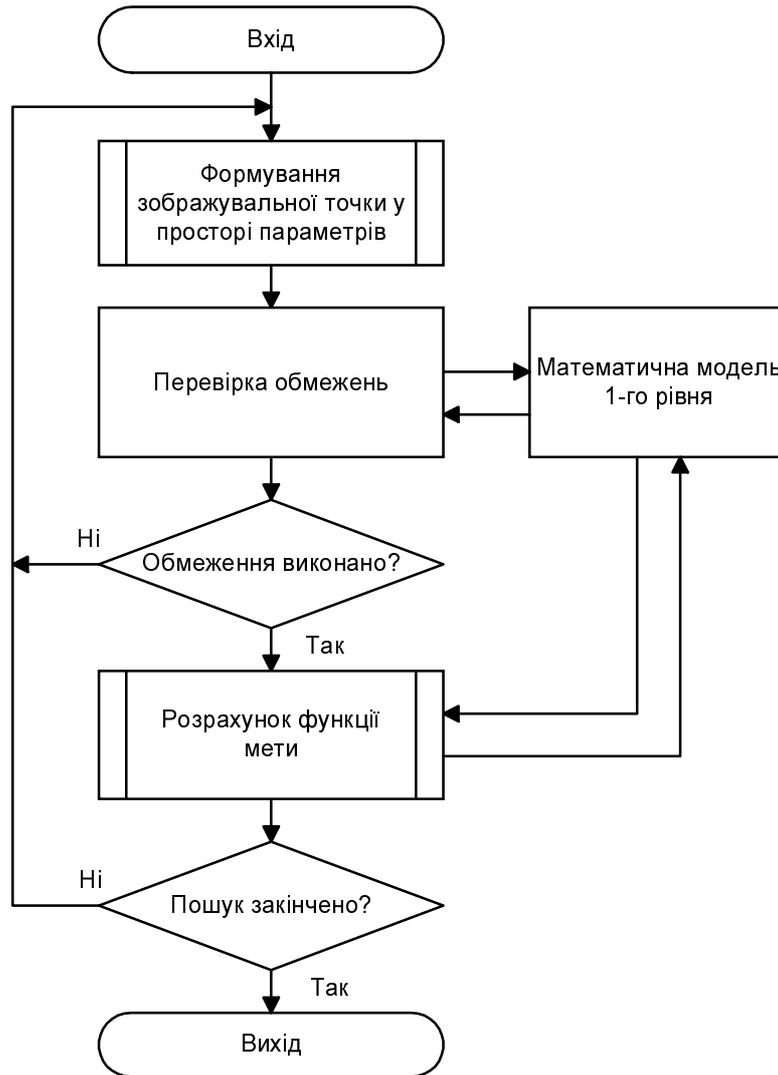


Рис. 3. Схема алгоритму оптимізації приводу за головним критерієм і обмеженнями

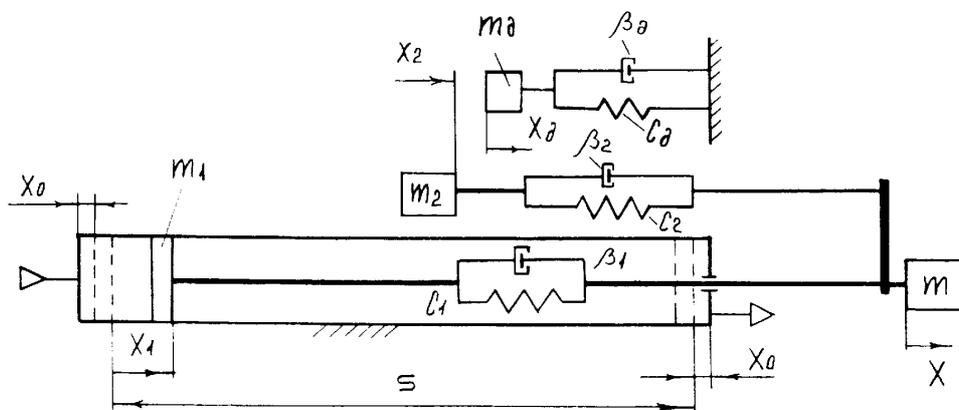


Рис. 4. Динамічна модель пневмоприводу з інерційним навантаженням

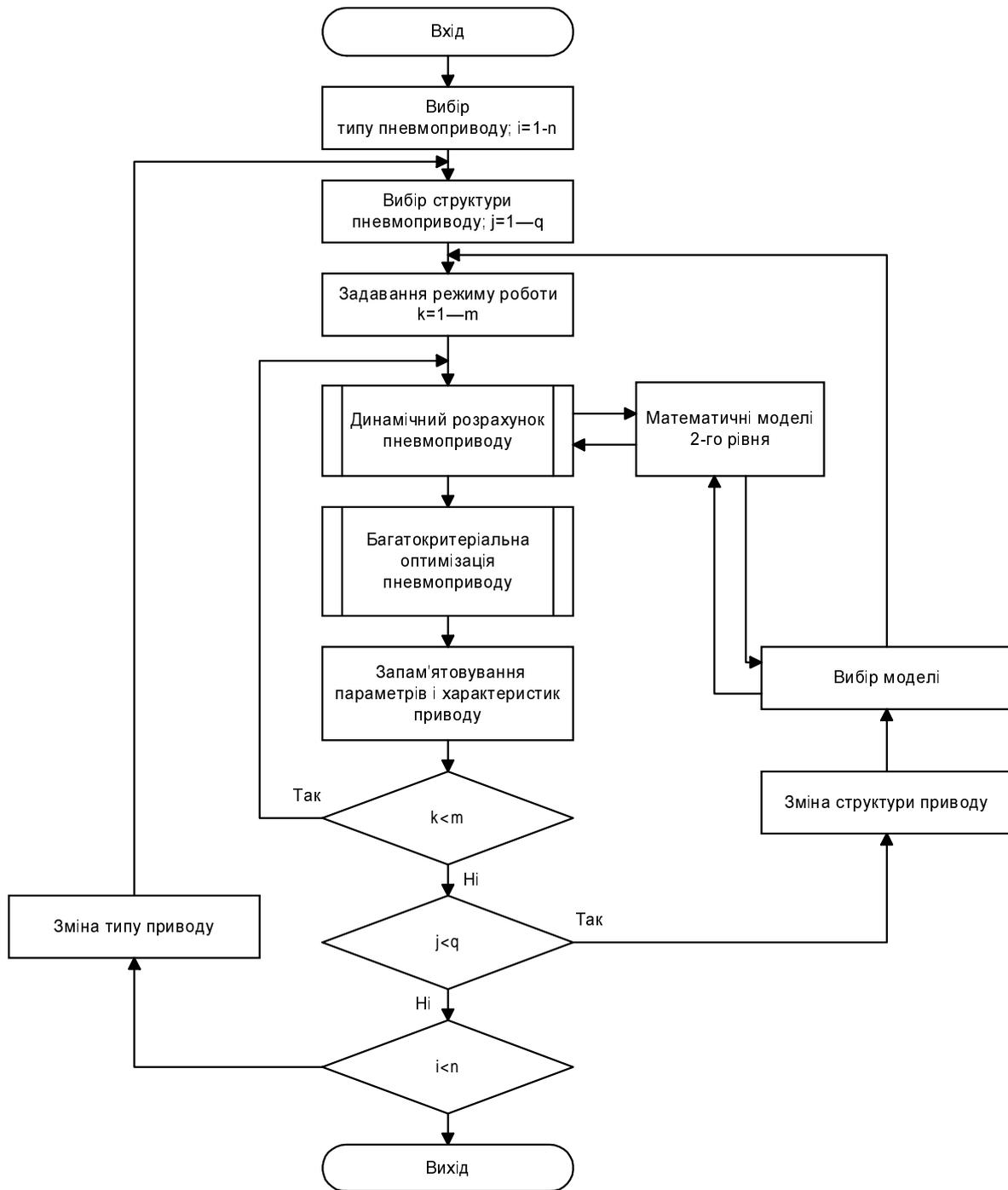


Рис. 5. Схема алгоритму багатокритеріальної оптимізації приводу

Цілком очевидно, що кожен тип пневмоприводу, оптимізований на другій стадії, матиме свої характеристики якості, які на різних режимах роботи приводу набуватимуть різних значень (лише в ідеальному випадку один з приводів може переважати інші за усіма критеріями і на всіх режимах роботи одночасно), тому виникає потреба вибрати кращий з альтернативних варіантів пневмоприводів різних типів.

На третій стадії оптимізації до вже обраних критеріїв якості з метою комплексної оцінки приводів доцільно долучити нові критерії оптимальності, які характеризують технологічність, надійність і конкурентоспроможність пневмоприводу. Такими критеріями,

на нашу думку, можуть бути коефіцієнт уніфікації, середнє напрацювання до відмови, інтегральний коефіцієнт конкурентоспроможності тощо.

Оскільки на цій стадії оптимізації як альтернативні варіанти виступають різні типи пневмоприводів з певними характеристиками, то вибір кращого з них доцільно проводити безпосереднім перебиранням варіантів, порівнюючи їх за інтегральним критерієм якості [10]. Кращим приводом вважатиметься той, для якого інтегральний показник якості

$$u(S^*) = \max u(S_j), \quad (15)$$

де S^* – пневмопривід з найкращими характеристиками; S_j – альтернативні варіанти пневмоприводу.

Схема алгоритму вибору кращого з пневмоприводів, отриманих за результатами оптимізації на другій стадії, зображена на рис. 6. На цій стадії для розрахунку інтегрального критерію якості – сумарної корисності пневмоприводу – доцільно застосувати основні положення теорії функціональної корисності [10, 15], а для призначення вагових коефіцієнтів режимів роботи приводу і чинників – метод експертних оцінок, наприклад, метод Дельфі [13, 14].

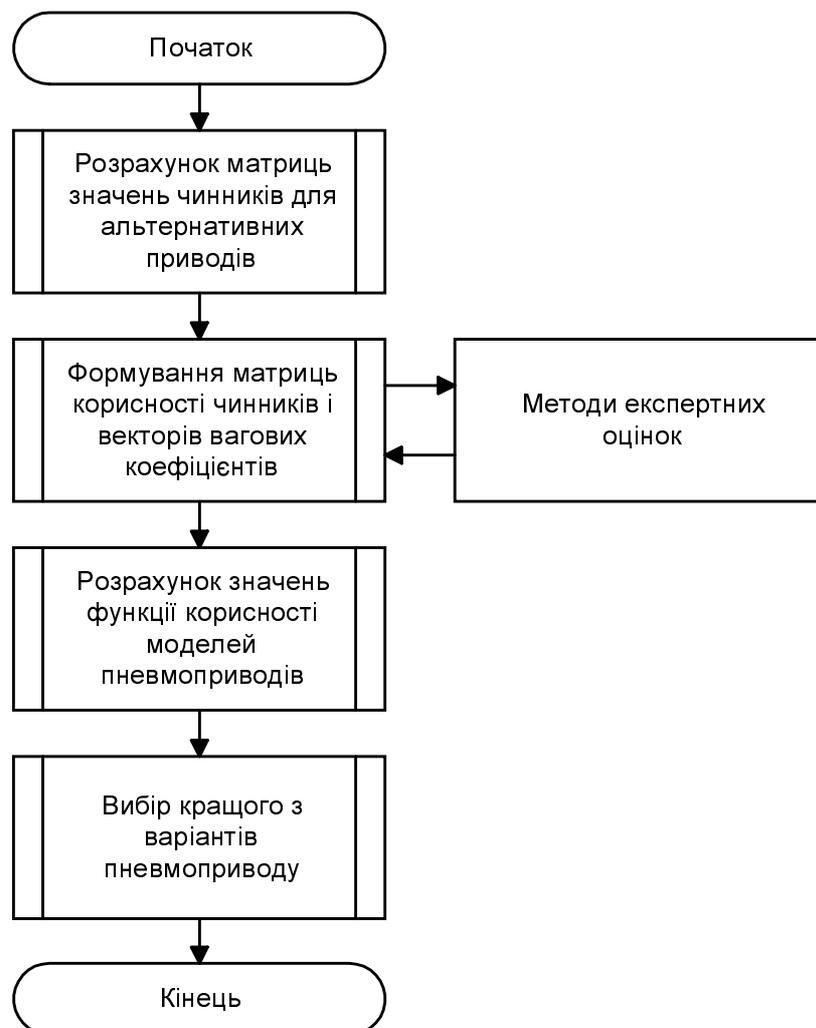


Рис. 6. Схема алгоритму вибору кращого варіанта пневмоприводу за критерієм сумарної корисності

Отже, провівши трирівневу оптимізацію пневмоприводу за різними математичними моделями і критеріями на кожній зі стадій проектування, можна проаналізувати різні типи й структури пневмоприводів на різних режимах роботи, обравши найкращий з них за багатьма різноплановими й суперечливими критеріями.

Запропоновані методологія й алгоритм оптимізаційного синтезу пневмоприводів з інерційним навантаженням є відкритими й передбачають можливість зміни моделей приводів, критеріїв оптимізації, методів пошуку оптимальних розв'язків, що робить їх універсальними й придатними для удосконалення і модифікації.

1. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
3. Герц Е.В. Пневматические приводы. Теория и расчёт. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
4. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. Гидравлические и пневматические приводы металлургических машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 359 с.
5. Левитский Н.П., Герц Е.В., Цуханова Е.А. Синтез пневматических и гидравлических механизмов. – В кн: Механика машин. – Вып. 1. – М.: Наука, 1976. – С. 95 – 102.
6. Пневматические устройства и системы в машиностроении. Справочник / Под общ. ред Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 401 с.
7. Филиппов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов. – Л.: Машиностроение, 1987. – 143 с.
8. Кіндрацький Б.І., Бервецький Г.Ю. Вплив тертя у кінематичних парах пневмопривідного модуля на його динамічні характеристики // Вісник Держ. ун-ту „Львівська політехніка”. – 1998 – № 354. – С. 10 – 14.
9. Кіндрацький Б. Вплив податливості ланок пневмоприводу з інерційним навантаженням на його динамічні характеристики // Машинознавство. – 1997. – №4–6. – С. 37–40.
10. Кіндрацький Б.І. Про параметричний синтез пневмопривідного модуля за критерієм сумарної корисності // Вісник Держ. ун-ту. – 1999. – № 376. – С. 17 – 20.
11. Кіндрацький Б.І. Синтез механічних систем за критерієм сумарної корисності // Тр. ІХ Міжнарод. научно-техн. конф. „Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования” – „ГЕРВИКОН-99”. – Т.1. – Сумы: Ризоцентр СумГУ. – 1999. – С. 73–79.
12. Кіндрацький Б.І. Оцінка впливу перехідних процесів на динамічну точність позиціонування пневмоприводу // Вісн. Національного ун-ту „Львівська політехніка”. – 2000. – № 396. – С. 80 – 85.
13. Евланов Л.Г., Кутузов В.А. Экспертные оценки и управление. – М., 1978. – С. 14.
14. Шмерлинг Д.С., Дубровский С.А. Экспертные оценки, методы и применения. Статистические методы анализа экспертных оценок. – М., 1977. – С. 15.
15. Воронин А.Н. и др. Векторная оптимизация динамических систем. – К.: Техніка, 1999. – 284 с.