

УДК 681.121

А.В. Писарець, н.с.
І.В. Коробко, к.т.н., доц.

Національний технічний університет України "КПІ"

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЇВ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ ТУРБІННИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ВИТРАТ РІДИН

В статті обґрунтовано актуальність оптимізації параметрів турбінних перетворювачів витрат рідин, сформульовано критерії оптимізації, визначено граничні значення проектних параметрів.

Постановка проблеми. Турбінні перетворювачі витрат рідин завдяки досить високим метрологічним характеристикам на сьогодні знайшли широкого застосування. Точність засобів вимірювання витрат рідин (ЗВВР) визначається характеристиками їх окремих ланок та складових. Оскільки переважна більшість сучасних вторинних перетворювачів ЗВВР універсальні та не створюють додаткових опорів потоку вимірюваної рідини, то підвищення точності ЗВВР, в першу чергу, передбачає вдосконалення первинних вимірювальних перетворювачів витрат рідин (ПВПВР). У свою чергу, підвищення точності ПВПВР можливе шляхом розробки нових методів вимірювання або вдосконаленням вимірювальних приладів та систем, що базуються на існуючих методах. Останнє реалізується за результатами багаточисельних експериментальних досліджень, що є затратним як у часі, так і матеріально, або оптимізацією ПВПВР на етапі проектування.

Отже постає питання створення систем автоматизованого проектування ЗВВР з поліпшеними метрологічними характеристиками. Такі системи дозволять досліджувати ЗВВР за різних умов експлуатації та визначити раціональні параметри ПВПВР, завдяки яким забезпечуються їх високі метрологічні характеристики.

Створення систем автоматизованого проектування ЗВВР передбачає:

- побудову математичної моделі ПВПВР;
- перевірку адекватності фізичної та математичної моделей;
- розробку алгоритму оптимізації конструктивних параметрів ПВПВР;
- розробку програмного забезпечення для реалізації математичної моделі та оптимізації ПВПВР.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останнім часом все більше уваги приділяється застосуванню методів оптимізації для розв'язання прикладних технічних задач [1–5], але питання вдосконалення ПВПВР шляхом оптимізації їх конструктивних параметрів не знайшли належного відображення в літературі.

Постановка задачі. Оптимізація турбінних ПВПВР (ТПВПВР) полягає у пошуку раціональних значень параметрів ТПВПВР, що забезпечують мінімум або максимум цільової функції.

Для оптимізації параметрів ТПВПВР необхідно:

- визначити критерії оптимізації;
- визначити цільову функцію, що відображає роботу ТПВПВР;
- визначити найбільш впливові проектні параметри цієї цільової функції;
- визначити обмеження, в яких можуть змінюватись проектні параметри;
- вибрати метод оптимізації;
- розробити алгоритм оптимізації та програмне забезпечення для його реалізації.

Метою оптимізації параметрів ТПВПВР є отримання приладів з поліпшеними метрологічними характеристиками. Оскільки кількість параметрів ТПВПВР, що визначають їх метрологічні характеристики, може бути різною, і впливають на якості приладу не тільки окремо взяті параметри, а їх комбінація, то поліпшення метрологічних та експлуатаційних характеристик ПВПВР можливе за умови вибору раціональних співвідношень між різними конструктивними параметрами елементів ТПВПВР.

Визначення критеріїв оптимізації. Для оптимізації параметрів ТПВПВР перш за все необхідно обґрунтувати критерії оптимізації.

Доцільно проводити оптимізацію за комплексним критерієм, який би дозволив оцінити роботу ТПВПВР як у динамічному, так і в статичному режимах. Оцінити динамічний режим роботи ТПВПВР у широкому діапазоні вимірювань можна за їх точністю – значеннями відносною та середньоінтегральною похибок, статичний – за ступенем нелінійності градуовальної характеристики.

Визначимо складові комплексного критерію оптимізації.

1. Відносна похибка визначення частоти обертання чутливого елемента (ЧЕ) ТПВПВР розраховується за виразом:

$$\Delta n = \frac{n_{\text{д}} - n_{\text{р}}}{n_{\text{д}}} 100, \quad (1)$$

де n_{id} – „ідеальна” частота обертання ЧЕ; n_p – реальна частота обертання ЧЕ з урахуванням опорів обертанню.

Складність визначення величини (1) обумовлена тим, що реальна частота обертання ЧЕ n_p визначається за розв’язком диференціального рівняння руху ЧЕ ТПВПВР [6], [7]:

$$2\pi J \frac{dn_p}{dt} = M_p - \sum M_o, \quad (2)$$

де J – момент інерції ЧЕ; M_p – рушійний момент від потоку вимірюваного середовища; $\sum M_o$ – сума моментів опору обертанню ЧЕ.

Коефіцієнти рівняння (2) визначаються конструктивними параметрами ТПВПВР та фізичними властивостями потоку вимірюваної рідини.

Отже, для визначення кожного окремого значення Δn необхідно спочатку розрахувати коефіцієнти диференціального рівняння руху ЧЕ ТПВПВР, а потім його розв’язати, тобто записати цільову функцію у явному вигляді неможливо.

2. Відносну похибку ТПВПВР можна визначити у формі середньоінтегральної похибки:

$$\Delta n_{Cl} = \sum_{i=1}^n \Delta n_i P_i,$$

де Δn_i – значення відносної похибки за i -тої витрати; P_i – ваговий коефіцієнт [8], що є відносним об’ємом рідини, виміряним за i -тої витрати, причому

$$\sum_{i=1}^n P_i = 1,00.$$

3. Ступінь нелінійності градуовальної характеристики визначається за виразом [9]:

$$\chi = \frac{B_{MAX} - B_{MIN}}{B_{MAX} + B_{MIN}},$$

де B_{MAX} та B_{MIN} – максимальне та мінімальне значення градуовального коефіцієнта в робочому діапазоні витрат ТПВПВР.

Вибір проектних параметрів. Проектними параметрами для ТПВПВР є геометричні параметри конструктивних елементів, які суттєво впливають на його метрологічні характеристики та на роботу в цілому.

Такими геометричними параметрами ТПВПВР є:

- товщина профілю лопатей h ;
- радіальний зазор ($r_k - r_{BT}$);
- втулочне відношення (r_{BT}/r_H);
- кількість лопатей z ;
- кут встановлення лопатей β ;
- осьова довжина турбінки s .

Граничні умови. Геометричні значення конструктивних елементів ТПВПВР, в першу чергу, не повинні суперечити фізиці процесів, що відбуваються у ТПВПВР. З іншого боку, значення проектних параметрів елементів, розташованих всередині корпусу ТПВПВР, не повинні перевищувати розмірів корпусу.

Товщина профілю лопатей h . Лопаті турбінки повинні бути мінімально тонкими, наскільки це можливо за технологічними та конструктивними міркуваннями.

Мінімальне значення товщини профілю лопатей визначається з розрахунку міцності лопаті на згин за максимальної витрати.

Лопать турбінки можна представити як консольну балку (рис. 1), закріплену на втулці турбінки.

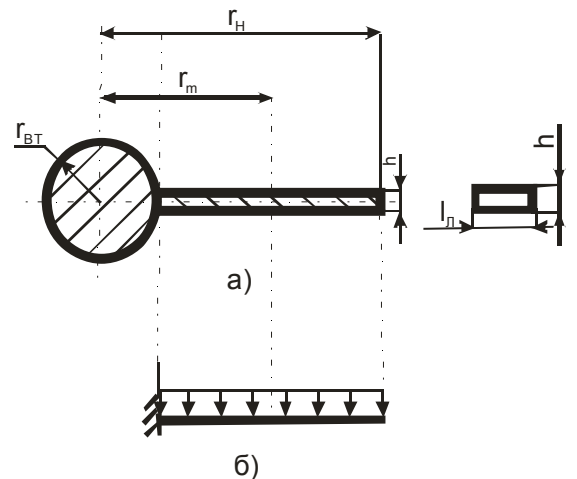


Рис. 1. До визначення товщини лопаті:

а) лопать: r_{BT} – радіус втулки; r_H – зовнішній радіус турбіни;
 r_m – радіус лопаті в зоні максимальної швидкості потоку;
 h – товщина лопаті; l_L – довжина лопаті; б) розрахункова схема

Практика застосування та розрахунку консольних балок показує [10], що у переважній більшості небезпечним є переріз, де $M = M_{\max}$. Тому розрахунок на міцність полягає у:

- 1) пошуку небезпечного перерізу, тобто перерізу, в якому діє найбільший за абсолютною величиною згинальний момент;
- 2) визначенні моменту опору перерізу відносно нейтральної лінії перерізу;
- 3) застосуванні умови міцності.

Для розв’язку наведеної задачі необхідно визначити момент сил, що діють на лопать.

Фактично на лопать діє різниця значень рушійного моменту потоку, викликаного різницею його швидкостей перед турбіною та після неї, та моментів опору рідини [11]. Для розрахунку товщини лопаті рушійний момент від потоку на вході до ТПВПВР визначимо без врахування швидкості обертання турбіни:

$$M_1 = x \frac{\rho_{\pi} l_L}{2} \int_{r_{BT}}^{r_H} v^2 dr,$$

де x – плече сили; ρ_{π} – густина вимірюваного середовища; l_L – довжина хорди профілю лопаті.

Отримане значення моменту буде максимально можливим, оскільки такий за величиною момент виникне тільки в тому випадку, коли турбінка не зможе обертатися в корпусі ТПВПВР у випадку виходу ТПВПВР з ладу.

Розрахунок величини моменту, діючого на лопать, показує, що небезпечний переріз знаходиться у місці закріплення лопатей на втулці.

Турбінки ТПВПВР в залежності від їх призначення та умов використання виготовляються як з пластичних, так і з непластичних матеріалів.

При розрахунку лопатей турбінок з непластичних матеріалів використовується основна умова міцності [10]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma], \tag{3}$$

де W – момент опору перерізу.

Момент опору перерізу у нашому випадку визначається за виразом:

$$W = \frac{l_L h^2}{6}.$$

За основною умовою міцності (3) маємо:

$$[\sigma] = \frac{M_{\max} \cdot 6}{l_L h^2},$$

тоді товщина лопаті дорівнюватиме:

$$h = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{[\sigma] l_L}}.$$

Розрахунок лопатей турбінок з пластичних матеріалів [10] проводиться за умовою міцності:

$$\sigma_{ЕКВ} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \tag{4}$$

де τ – дотичне напруження.

Дотичне напруження визначається [10] за виразом:

$$\tau = k \frac{F}{S}, \tag{5}$$

де k – коефіцієнт, який залежить від форми перерізу; F – абсолютна величина поперечної сили в тому перерізі, де визначається дотичне напруження; S – площа перерізу.

З урахуванням (4) та (5) для мінімальної товщини лопаті турбінки можемо записати:

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{3k^2 F^2 + \sqrt{3k^4 F^4 + 144l_n^2 M_{\max}^2 [\sigma]^2}}{2l_n^2 [\sigma]^2}}.$$

Максимальну товщину лопаті турбінки визначимо з міркувань рівності за товщиною лопаті та міжлопатного каналу, а також рівномірності їх розташування на поверхні втулки турбінки:

$$h_{\max} = \frac{\pi r_{BT}}{z}.$$

Радіальний зазор ($r_K - r_H$). Зовнішній діаметр турбінки визначає величину радіального зазору між лопатями та корпусом. При виборі його величини необхідно враховувати такі обставини:

- перетікання потоку крізь лопаті, викликані різницею тисків на протилежних сторонах лопаті, призводять до зменшення рушійного моменту;
- зазор повинен бути не меншим за товщину граничного шару на корпусі.

Оскільки на величину радіального зазору впливає величина r_H , то граничні значення величини радіального зазору визначаються граничними значеннями співвідношення r_H/r_K .

Як правило, величина зазору обирається [12] з діапазону:

$$(r_K - r_H) = (0,0192 \div 0,0392) r_K.$$

Втулочне відношення (r_{BT}/r_H). Діаметр втулки ЧЕ при дослідженні двомірної моделі обтікання не має принципового значення, але просторова картина течії ускладнюється нерівномірністю поля відцентрових сил, непостійністю кутів атаки за висотою лопаті тощо. Для зменшення негативного впливу пов'язаних з цим вторинних течій різниця між r_H та r_{BT} не повинна бути дуже великою. Однак зменшення висоти лопатей викликає низку ускладнень конструктивного характеру, тому рекомендується [12] вибирати радіус втулки у співвідношенні

$$r_{BT} = (0,48 \div 0,78) r_K.$$

Кількість лопатей z . Лопаті турбінки утворюють так звану решітку профілів. Важливою геометричною характеристикою такої решітки є її крок (рис. 2, а):

$$t = \frac{2\pi r}{z},$$

де r – середній радіус турбінки.

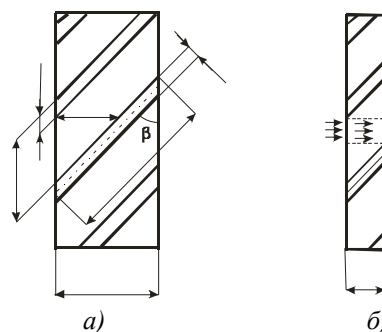


Рис. 2. До визначення величини s_{\min}

Граничні значення кількості лопатей турбінки визначаються з міркувань рівномірності за поперечним перерізом розвороту потоку та попередження відривів пограничного шару на поверхні лопатей. У цьому випадку крок решітки не повинен бути більшим за висоту лопатей. Оскільки висота лопаті

$$(r_H - r_{BT}) = (0,2 \div 0,48) r_K,$$

то кількість лопатей визначається з виразу:

$$\frac{2\pi r_H}{z} = (0, 2 \div 0, 48) r_K. \quad (6)$$

Розв'язуючи вираз (6) відносно z , отримаємо:

$$z_{\min} \approx 12, \\ z_{\max} \approx 30.$$

Кут встановлення лопатей β на середньому радіусі може змінюватись в межах від 30° до 60° [13].

Осьова довжина турбіни s . Величина s також може змінюватись тільки в певному діапазоні значень. Мінімальне значення осьової довжини турбіни повинно бути таким, щоб потік цілком заповнював міжлопатевий канал (рис. 2, а), тобто всі елементи потоку діяли на лопать. Якщо осьову довжину турбіни s зробити меншою (рис. 2, б), то частина вимірюваного потоку проходить крізь ЧЕ, не викликаючи його обертання. Це призводить до збільшення похибки ТПВПР.

Отже, мінімальне значення осьової довжини турбіни визначається за виразом:

$$s_{\min} = \left(\frac{2\pi r_{CP}}{z} - \frac{h}{\sin \beta} \right) / \operatorname{tg} \beta.$$

Максимальне значення величини s визначається, виходячи з припущення, що довжина лопаті не повинна бути більшою за довжину одного повного витка гвинтової лінії.

Довжина одного витка гвинтової лінії визначається [14] за виразом:

$$l_{L \max} = 2\pi a \sqrt{1 + m^2},$$

де a – радіус циліндра, на якому навито гвинтову лінію; $m = \operatorname{tg} \beta$.

Оскільки $s_{\max} = l_{L \max} \sin \beta$, то

$$s_{\max} = 2\pi r_{CP} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta} \sin \beta.$$

Визначення критеріїв оптимізації та граничних значень проектних параметрів дає можливість розробити алгоритм оптимізації конструктивних параметрів елементів ТПВПР.

Висновки. Складність оптимізації ТПВПР обумовлена тим, що їх робота залежить від порівняно великої кількості конструктивних параметрів елементів, фізичних та гідродинамічних параметрів потоку вимірюваної рідини. Тому правильне визначення критеріїв оптимізації, проектних параметрів ТПВПР та їх граничних значень дає можливість розробити ефективний алгоритм оптимізації та систему автоматизованого проектування ТПВПР. Це сприятиме економічному вирішенню складних технічних задач, що дозволить зменшити витрати на експериментальне обладнання та дослідження. А результати, отримані за допомогою системи автоматизованого проектування, можуть стати основою для експериментального уточнення раціональних значень параметрів ТПВПР.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Реклейтис Г, Рейвиндран А, Рэгсдел К. Оптимизация в технике: В 2-х книгах. Кн. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350 с.
2. Реклейтис Г, Рейвиндран А, Рэгсдел К. Оптимизация в технике: В 2-х книгах. Кн. 2: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
3. Таланчук П.М., Руценко В.Т. Основы теории и проектирования измерительных приборов: Учебное пособие. – К.: Вища школа, 1989. – 454 с.
4. Аоки М. Введение в методы оптимизации. – М.: Наука, 1977. – 344 с.
5. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.
6. Бобровников Г.Н., Камышев Л.А. Теория и расчет турбинных расходомеров. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 128 с.
7. Коробко І.В., Писарець А.В. Дослідження рівняння руху первинного перетворювача швидкісних засобів вимірювання витрат енергоносіїв // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Выпуск № 42 / Машиностроение. Том 2. – Киев, 2002. – С. 42–45.
8. ГОСТ 14167 – 83. Счетчики холодной воды турбинные. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 12 с.
9. Бызов Л.Н., Руднев А.В., Сафонова Л.Г. Оптимизация параметров турбинного расходомера // Расчет и конструирование расходомеров / Под ред. П.П. Кремлевского. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с.
10. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. – 5-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
11. Коробко І.В., Писарець А.В. Дослідження моменту в'язкого тертя у швидкісних турбінних перетворювачах витрат // Вестник Национального технического университета Украины

- «Киевский политехнический институт». Выпуск № 44 / Машиностроение. – Киев, 2003. – С. 233–235.
12. *Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н.* Тахометрические расходомеры. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.
 13. *Кремлевский П.П.* Расходомеры и счетчики количества: Справочник: Кн. 1. – 5-е изд., перераб. и доп. – С-Пб.: Политехника, 2002. – 409 с.
 14. *Пискунов Н.С.* Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. Том 1. – М.: Наука, 1965. – 548 с.

ПИСАРЕЦЬ Анна Валеріївна – науковий співробітник, асистент кафедри приладобудування Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”.

Наукові інтереси:

– прилади та системи витратометрії, системи енергозбереження.

Тел. роб.: (+38-044) 241-97-19

E-mail: prise@users.ntu-kpi.kiev.ua

КОРОБКО Іван Васильович – кандидат технічних наук, докторант Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”.

Наукові інтереси:

– прилади та системи витратометрії, системи енергозбереження.

Подано 16.03.2006