

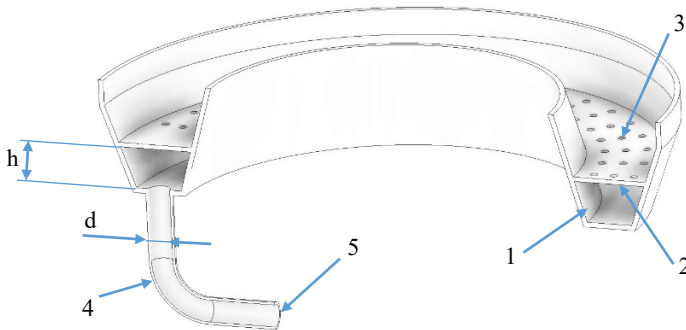
Оптимізація параметрів кільцевих забірних пристроїв та систем живлення рідинних двигунів космічних ракет.

У роботі приведена методика оптимізації параметрів кільцевих забірних пристроїв та систем живлення ракетних двигунів. Оптимізація цих систем дозволяє покращити енергетичні характеристики ракети за рахунок зменшення маси забірної пристрою та системи живлення. Методику доцільно застосовувати при розробці нових ракет.

Забірні пристрої є невідмінною складовою системою живлення ракетних двигунів і використовуються в системах живлення з рідкими компонентами палива. Забірні пристрої встановлюються на нижніх днищах баків ракет та з'єднують баки з витратними магістралями. Головне їх призначення - забезпечення найбільш повного використання палива з баків ракет.

Типи забірних пристроїв відповідають конструктивно-компонувальній схемі баків та мають велику різноманітність: центральні, бокові, кільцеві, сифонні та інші. Одними з найбільш розповсюджених для тороїдальних баків та баків через які проходить тунельний трубопровід є кільцеві забірні пристрої з одним чи двома напірними жолобами. Кількість жолобів визначається складом рушійної установки.

На рисунку 1 наведена схема системи живлення з кільцевим забірним пристроєм з одним жолобом.



- 1 – жолоб; 2 – перфорована пластина; 3 – отвори;
4 – витратна магістраль; 5 - вхід у двигун.

Рисунок 1 Система живлення з кільцевим забірним пристроєм

Кільцевий забірний пристрій з напірним жолобом представляє собою безпосередньо жолоб 1, виконаний по периметру нижнього днища, закритий

зверху перфорованою пластиною 2. По всій площині пластини розподіляються отвори 3 так, щоб забезпечити рівномірне опускання вільної поверхні палива.

Оптимізація ракетних систем завжди є актуальним завданням для розробників ракет тому що покращує характеристики систем і ракет у цілому [1], [2].

Одним з вихідних параметрів для розрахунку параметрів кільцевих забірних пристроїв є площа поперечного перетину жолоба, а основними розрахунковими параметрами є гідравлічний залишок компонента палива у системі живлення (залишкова кількість палива, використання якої буде супроводжуватися порушенням роботи двигунів або аварією) та гідравлічні втрати тиску. Зменшення гідравлічного залишку та витрат тиску сприяє підвищенню енергетики ракети. Зменшення гідравлічного залишку досягається зменшенням об'єму компонента палива у жолобі та магістралях. Для цього необхідно зменшувати висоту пластини над днищем h та діаметр трубопроводів. Але зменшення поперечного перетину проточного тракту збільшує гідравлічні втрати тиску, що приводить до відповідного підвищення тиску газу наддування, необхідного для цього запасу газу i , можливо, міцнісних характеристик корпусу баку, та негативно впливає на енергетику ракети через збільшення кінцевої маси ступеню.

Таким чином, з однієї сторони, зменшення висоти пластини і діаметра магістралі зменшує кінцеву масу ракети через зменшення залишку компонента, а з іншої сторони – збільшує її через масу конструкції баку та запасу газу наддування. Тоді можливо існують оптимальні значення висоти пластини і діаметра магістралей, за яких енергетика ракети здобуде максимального значення.

Для їх пошуку визначасмо цільову функцію як масу системи: "бак – забірний пристрій – витратні магістралі – гідравлічний залишок – газ наддування" яка залежить від діаметра магістралей d та висоти жолоба h :

$$m(h, d) = m_б(d, h) + m_{зп}(h) + m_м(d) + m_{гз}(h) + m_{гн}(d, h) \quad (1)$$

де $m_б(d, h)$ - маса баку;

$m_{зп}(h)$ - маса забірного пристрою;

$m_м(d)$ - маса витратних магістралей;

$m_{гз}(h)$ - маса гідравлічного залишку;

$m_{гн}(d, h)$ - маса газу наддування.

Визначимо кожен складову рівняння (1).

Залежність маси баку від висоти жолоба і діаметра магістралі є найбільш складний доданок в рівнянні (1). Баки мають різноманітні схеми складання стінок, можуть бути гладкими чи мати вафельну оболонку, шпангоути, стрингери. Товщина оболонки вибирається найбільшою з двох значень які набуваються з розрахунків на міцність та стійкість. Для узагальнення методики приймасмо модель бака такою яка складається з гладкої циліндричної оболонки, двох сферичних днищ і враховує розрахунок товщини оболонки тільки на міцність. Тоді функція залежності маси бака від d і h буде мати наступний вид:

$$m_6(h, d) = C_1 + C_2 \cdot p_{\text{вт}}(h, d) \quad (2)$$

де C_1 і C_2 – постійні коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів моделі баку, та фізичних властивостей вибраного матеріалу;
 $p_{\text{вт}}(h, d)$ – втрати тиску в жолобі та магістралях.

Втрати тиску в жолобі та магістралях визначаються за формулою:

$$p_{\text{вт}}(h, d) = C_3 \cdot (\zeta_{\text{ж}}(h) + \zeta_{\text{вх,уч}}(h, d) + \zeta_{\text{вм}}(d)) \cdot d^{-4} \quad (3)$$

де C_3 – постійний коефіцієнт, що визначається витратою та суцільністю компонента палива;

$\zeta_{\text{ж}}(h)$ – коефіцієнт гідравлічного пору жлоба;

$\zeta_{\text{вх,уч}}(h, d)$ – коефіцієнт гідравлічного пору входу у магістраль;

$\zeta_{\text{ж}}(h)$ – коефіцієнт гідравлічного пору магістралі.

Коефіцієнт гідравлічного пору жлоба визначається за відомими методиками розрахунку кільцевого забірного пристрою, наприклад [3]. Проводяться розрахунки забірного пристрою для ряду значень h_i , від h_{min} до h_{max} . Результати апроксимуються многочленом n -ого порядку:

$$\zeta_{\text{ж}}(h) = \sum_{k=0}^n a_k h^k \quad (4)$$

де a_k – коефіцієнти многочлена.

Коефіцієнт гідравлічного пору входу у магістраль залежить від співвідношення площини поперечних перетинів магістралі і жолоба:

$$\zeta_{\text{вх,уч}}(h, d) = 0,55(1 + 0,25(f_{\text{м}}(d)/f_{\text{ж}}(h))^2) \quad (5)$$

Коефіцієнт гідравлічного пору магістралі визначається за формулою:

$$\zeta_{\text{м}}(d) = \lambda(d) \cdot l_{\text{м}}/d + \sum_{k=1}^n \zeta_k(d) \quad (6)$$

де $l_{\text{м}}$ – довжина магістралі;

$\lambda(d)$ коефіцієнт гідравлічного опору на тертя;

ζ_k – коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів.

Маса забірного пристрою $m_{\text{зп}}$. Конструктивний елемент кільцевого забірного пристрою – пластина з отворами. Маса пластини визначається за формулою:

$$m_{\text{зп}}(h) = f_{\text{пл}}(h) \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{пл}} \quad (7)$$

де $f_{\text{пл}}(h)$ – площа пластини;

$\delta_{\text{пл}}$ – товщина пластини;

$\rho_{\text{пл}}$ – щільність матеріалу пластини;

Вид функції $f_{\text{пл}}(h)$ залежить від геометрії нижнього днища.

Маса магістралі визначається за формулою, якщо товщину стінки магістралі прийняти постійною:

$$m_{\text{м}}(d) = C_4 d \quad (7)$$

де C_4 – коефіцієнт який залежить від товщини стінки, довжини магістралі та матеріалу стінки.

Маса гідравлічного залишку. Гідравлічний залишок у системі живлення складається з гідравлічного залишку над пластиною, в жолобі і магістралях:

$$m_{гз}(h) = m_{гз.пл}(h) + m_{ж}(h) + m_{км}(d) \quad (8)$$

де $m_{гз.пл}(h)$ – гідравлічний залишок над пластиною;

$m_{ж}(h)$ – маса компонента в жолобі;

$m_{км}(d)$ – маса компонента у магістралі.

Маса газу наддування. Маса газу наддування визначається через потрібний тиск в баку для постачання компонента палива у двигуни за формулою:

$$m_{гн}(d, h) = C_5 + C_6 \cdot p_{вт}(h, d) \quad (9)$$

де C_5, C_6 – коефіцієнти які залежать від потрібного вхідного тиску двигуна, та питомої енергії газу наддування.

Задаємо інтервали змінних h_{min} і h_{max} в залежності від конфігурації днища, d_{min} і d_{max} в залежності від припустимого діапазону швидкості течії компонента у магістралі, наприклад, від 5 до 15 м/с. Діаметр магістралі може мати обмеження в залежності від конструктивних особливостей компоновки нижнього днища з витратною магістраллю у вигляді:

$$d \leq l(h) \quad (10)$$

де $l(h)$ – лінійний розмір, в загальному випадку залежний від h .

В загальному виді ставиться задача знайти мінімальне значення функції $m(h, d)$ в області визначення змінних $h \in (h_{min}, h_{max})$ і $d \in (d_{min}, d_{max})$ з обмеженням $d \leq l(h)$.

За наведеною методикою проведена оптимізація параметрів однієї системи живлення паливом другого ступеня космічної ракети з одним жолобом кільцевим забірним пристроєм. Конструктивна схема системи наведена на рисунку 2.

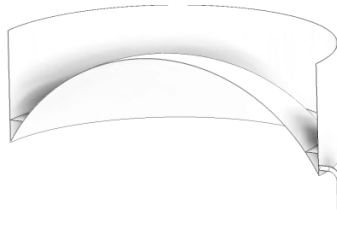


Рисунок 2 Конструктивна схема системи живлення

Витратна магістраль монтується на боковий поверхні бака, тому умова (10) буде мати вигляд:

$$d \leq h \quad (10)$$

Для оптимізації вибрано метод прямого пошуку. Діаметр магістралі змінювався від 28 до 152 мм, висота жолоба – від 45 до 258 мм. Побудована матриця значень маси системи. Графік цільової функції наведено на рисунку 3. Система здобуває мінімального значення маси при $h = 45$ мм і $d = 40$ мм.

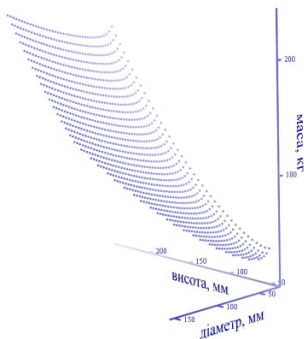


Рисунок 3 Оптимізація вибраної системи

Методику доцільно застосовувати для покращення енергетичних характеристик космічних ракет.

Список літератури

- 1 Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет. – М.: Машиностроение, 1983. 219 с., ил.
- 2 І.Ю. Кузьміч. Вибір оптимальної конструкції забірної пристрою у баку пального першого ступеню ракети-носія "Циклон-4". / І.Ю. Кузьміч, О.М. Мінай // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2022, - №1(177). – С. 25-33.
- 3 Шевченко Б.А. Расчетный и экспериментальный метод разработки средств забора компонентов топлива из баков летательных аппаратов с жидкостным ракетным двигателем: дис. канд.тех.наук : 05.02.07 / Шевченко Борис Алексеевич; Днепропетровск, КБ "Южное". Днепропетровск, 1990. – 209 с.