



УДК 621.822.5.032.517.4

## АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ШЕСТЕРЕНЧАТОГО ТИПУ

*В. І. Назін, П. Є. Горбова*

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
"Харківський авіаційний інститут"*

Одним з важливих агрегатів, які забезпечують надійну роботу авіаційного двигуна є паливний насос. В силу ряду переваг на даний час в паливних насосах широко використовують насоси шестеренчатого типу. Найбільш широко в якості опор валів паливних насосів шестеренчатого типу використовують підшипники кочення. Однак в даний час в силу того, що змінилися умови роботи все більше розповсюдження отримують підшипники ковзання. Фірма Pratt Whitney розробила двигун з редуктором. В якості підшипників зубчатих коліс внутрішнього зачеплення використовують підшипники ковзання. У класифікації підшипників ковзання важливе місце займають гідростатичні підшипники. Ці підшипники спроможні витримувати великі навантаження і мають при високій частоті обертання дуже великий ресурс. Одним з основних переваг гідростатичних підшипників є можливість використання в якості мастильного матеріалу робоче тіло машини у даному випадку, гас. Гас знаходиться в насосі під великим тиском, що також вказує на можливість використання гідростатичних підшипників. Робота цих підшипників пов'язана з використанням як гідростатичних, так і гідродинамічних ефектів. Вони забезпечують гарантоване рідинне тертя. Основним критерієм працездатності цих підшипників є мінімальна товщина шару робочої рідини, що розділяють поверхні тертя.

Практичне проектування гідростатичних підшипників тертя потребує наявності широких теоретичних і експериментальних досліджень характеристик цих підшипників. Відсутність інформації по проектуванню гідростатичних підшипників для паливних насосів шестеренчатого типу робить дослідження присвячені цієї проблемі, актуальними.

Аналіз існуючих досліджень з цієї проблеми показав практично відсутність матеріалів по проектуванню гідростатичних підшипників для паливних насосів шестеренчатого типу.

Об'єктом досліджень в цієї роботі були гідростатичні процеси в опорах ковзання паливних насосів шестеренчатого типу. Конструкція робочої поверхні гідростатичних підшипників розглядалась з трьома, двома та однією несучими камерами.

При розробці математичної моделі робились припущення, що градієнт тиску по товщині мастильного матеріалу малий у порівнянні з градієнтами тиску в інших напрямках. Інерційні члени у рівняннях Нав'є – Стокса приймалися малими у порівнянні з в'язкісними. Зовнішнє навантаження на підшипник приймалось постійним. Характеристики підшипника визначились на основі функції розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу. При визначенні тисків у камерах використовувався ітераційний метод. Тиски на міжкамерних



перемичках визначались чисельно методом кінцевих різниць. Робоча рідина подається в несучи камери насосом під великим тиском. На вході в камери встановлені компенсатори тиску – жиклери. Пройшовши через щілинний тракт підшипника робоча рідина поступає на злив. В якості основних характеристик гідростатичного підшипника розглядались несуча здатність, витрата робочої рідини і втрати потужності на тертя та прокачування.

Несуча здатність підшипника визначалась за відомими значеннями тисків у камерах. Вона визначалась як сума несучих здатностей камер, міжкамерних і торцевих перемичок підшипника.

Витрати робочої рідини через підшипник визначались за відомими значеннями тисків у камерах.

Тепловий розрахунок гідростатичного підшипника дозволив кількісно оцінити підвищення температури робочої рідини, а також оцінити вплив цього підвищення на зміну несучою здатності і витрат робочої рідини через його щілинний тракт.

Розрахунок несучої здатності і витрат робочої рідини виконувався для гідростатичного підшипника діаметром 14,5 мм, частоти обертання валу  $855 \text{ c}^{-1}$  і тиску робочої рідини 8 МПа.

Результати розрахунків показали, що зі збільшенням кута положення камер відносно лінії дії зовнішнього навантаження, витрати робочої рідини у підшипнику зростають, а його несуча здатність зменшується. При зазорі у підшипнику 0,0225 мм зі збільшенням кута положення камер з  $30^\circ$  до  $40^\circ$  витрати рідини через підшипник зростають приблизно в 1,04 рази. При збільшенні зазору до 0,0425 мм і зміни кута положення камер з  $30^\circ$  до  $40^\circ$  витрати рідини зростають приблизно в 1,2 рази. Несуча здатність підшипника зі зростанням кута положення камер з  $30^\circ$  до  $40^\circ$  зменшується при зазорі 0,0225 мм приблизно в 1,16 рази, а при зазорі 0,0425 мм приблизно у 1,93 рази.

Наведений аналіз показує, що кут положення камер відносно лінії дії зовнішнього навантаження суттєво впливає на статичні характеристики підшипника.

Аналіз теплового стану роботи гідростатичного підшипника показує, що температура робочої рідини при проходженні через щілинний тракт підшипника змінюється незначно. Зі збільшенням кутів положення камер на поверхні підшипника величина підвищення температури робочої рідини має тенденцію до зниження. Зростання зазору у підшипнику призводить до зменшення величини підвищення температури робочої рідини при проходженні її через щілинний тракт підшипника. Результати розрахунків показали, що зміна температури робочої рідини у гідростатичного підшипника має незначний вплив на його статичні характеристики. Збільшення температури робочої рідини у досліджуваному діапазоні параметрів призводить до зниження несучої здатності підшипника на 2,5% і збільшенню витрат робочої рідини на 4,6%. Проведений аналіз дозволяє раціональніше проектувати гідростатичні підшипники і показує, що їх можна рекомендувати в якості опор валів паливних насосів шестеренчатого типу.