



рідини. При русі робочої рідини в щільному тракті енергія перетворюється в теплову. Тепло, що виділяється, нагріває робочу рідину підшипника. З усіх властивостей рідини тільки в'язкість більше змінюється в порівнянні зі щільністю та теплоємністю. Отже в'язкість має домінуючий вплив на поведінку робочої рідини в підшипнику і на його інтегральні характеристики в цілому. Для приблизної оцінки можливо навести такі цифри. Якщо при температурі у 500С в'язкість змінюється не менш ніж в 3 рази, то теплоємність змінюється при цьому не більш ніж на 15%, а щільність не більше ніж на 4%. Тепловий розрахунок однокамерного гідростатичного підшипника авіаційного паливного насоса дозволяє кількісно оцінити підвищення температури робочої рідини. Важливим результатом теплового розрахунку є оцінка зміни несучої здатності та витрат робочої рідини внаслідок підвищення температури робочої рідини. На відміну від гідродинамічних підшипників, в гідростатичних підшипниках робоча рідина подається під великим тиском, тому в цих підшипниках велике значення мають втрати потужності на прокачування. Втрати потужності на тертя у загальному випадку визначаються подвійним інтегруванням функції розподілу дотичних напружень у шарі робочої рідини. Функція розподілу дотичних напружень, відповідно до формули Ньютона, пропорційна в'язкості робочої рідини та градієнту швидкості по товщині шару мастила.

Розрахунок тиску в несучій камері показав, що зі збільшенням ексцентриситету тиск в камері суттєво зростає (приблизно у шість разів). Збільшення тиску в камері пояснюється зменшенням зазору і зростанням опору течії рідини з камери. Характерною особливістю однокамерного гідростатичного підшипника є наявність несучої здатності навіть до нульового ексцентриситету. Витрати робочої рідини через підшипник зі збільшенням ексцентриситету суттєво зменшуються, приблизно у 18,26 разу. Це значно більше зниження ніж у конструкції гідростатичного підшипника з рівномірним розташуванням камер по колу. Це суттєва перевага однокамерного гідростатичного підшипника.

Результати досліджень показали, що зі збільшенням ексцентриситету температура робочої рідини в однокамерному гідростатичному підшипнику зростає. При збільшенні ексцентриситету з 0 мм до 0,018 мм несуча здатність підшипника зменшувалась на 17% за рахунок підвищення температури робочої рідини. Зменшення температури при різних його діаметрах не перевищувало 0,5%.

Отримані результати показують, що однокамерний гідростатичний підшипник можливо використовувати в паливних насосах шестеренчастого типу.

РОЗРОБКА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ОПОРИ САТЕЛІТІВ ПОТУЖНИХ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ

В. І. Назін, С. В. Щербина

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

Тенденція зростання швидкостей обертання роторів сучасних швидкохідних машин призводить до збільшення віброперевантажень, вібропереміщень і зростання амплітуд коливання роторів. Необхідність демпфування коливань зовнішнього навантаження сприяє все більшому поширенню як опора роторів



швидкохідних машин підшипників ковзання. В авіаційній промисловості фірмою Pratt Whitney розроблено двигун з редуктором і тягою 8 і 10 тонн. Як підшипники зубчатих коліс внутрішнього зачеплення використовуються підшипники ковзання рідинного тертя. В потужних газотурбінних двигунах з редуктором на підшипники зубчатих коліс внутрішнього зачеплення діють дуже велике навантаження близько 10...20 тонн при частоті обертання ротора близько 10000 об/хв. При таких великих навантаженнях і високій частоті обертання підшипники кочення не можуть забезпечити необхідний призначений ресурс, який становить понад 10000 годин. Альтернативою підшипників кочення для підвісу зубчатих коліс редуктора авіаційного двигуна є підшипники ковзання рідинного тертя. Ці підшипники здатні витримувати великі навантаження і мають при високій частоті обертання дуже великий ресурс. Серед підшипників рідинного тертя важливе місце займають гідростатичні підшипники. Вони можуть застосовуватись як при високих, так і при дуже малих швидкостях обертання вала і мають дуже низький коефіцієнт тертя. Гідростатичні підшипники мають багато переваг у порівнянні з іншими опорами. Одним з важливих переваг цих підшипників є можливість використання як мастильного матеріалу робочого тіла двигуна – мастило або паливо, які перебувають у двигуні під тиском. Основним критерієм працездатності гідростатичних підшипників є мінімальна товщина робочої рідини, що розділяє поверхні, що труться. Товщина мастильного матеріалу повинна перевищувати сумарну висоту мікронерівностей і відхилень від форми робочих поверхонь вала і підшипника, тобто за один повний оборот не повинно відбуватися контакту мікронерівностей. Тому ці підшипники є практично беззносними, якщо не враховувати початкові миті пуску і кінець зупинки. Отже, застосування гідростатичних підшипників розширює асортимент застосовуваних матеріалів. Діаметральні розміри гідростатичних підшипників також менше ніж підшипників кочення. На відміну від підшипників кочення, які мають дискретні стандартні діаметри, гідростатичні підшипники ковзання можливо виготовляти будь-якого діаметру. Цілий ряд розглянутих переваг гідростатичних підшипників вказують на необхідність їх застосування як опор сателітів авіаційних редукторів.

У розроблений конструкції гідростатичної опори, через складність підводу робочої рідини через тіло сателіта, мастильний матеріал подається в зону тертя через тіло осі сателіта. Конструкція гідростатичного підшипника має два ряди несучих камер, розділених зливною канавкою. В кожному ряду виконано чотири несучі камери, в які під великим тиском подається робоча рідина. На вході в камери встановлені компенсуючі пристрої жиклери. Дослідниками запропоновано різні форми несучих камер. Існують експериментальні дослідження гідростатичних підшипників з прямокутною, шевронною і точковою формою камер. Результати досліджень показали, що форма камер істотно не впливає на момент тертя в підшипнику. Витратні характеристики у підшипників з прямокутною і шевронною формою камер мають приблизно однакові значення. Підшипники з точковими камерами мають менші витрати робочої рідини в порівнянні з прямокутною і шевронною формами камер. Вантажопідйомність гідростатичних підшипників з різною формою камер залежить від того, які ефекти домінують. Якщо



переважають гідростатичні ефекти, то вантажопідйомність підшипників з прямокутною і шевронною формами камер буде більше, ніж підшипника з точковою формою камер. У разі якщо домінують гідродинамічні ефекти, то перевагу за вантажопідйомністю має підшипник з точковими камерами, в порівнянні з прямокутною і шевронною формами камер. У цьому дослідженні були обрані найбільш поширені прямокутні несучі камери.

Під навантаженням центр сателіта і центр осі сателіта не співпадають. Відстань між їх центрами має назву ексцентриситет. Коли ексцентриситет дорівнює нулю, тиск рідини в усіх камерах підшипника буде однаковим і в цьому випадку його вантажопідйомність буде дорівнювати нулю. Під навантаженням, коли центри сателітів і центри їх осей не співпадають, тиски в камерах змінюються. У камерах до яких сателіт наближається до центру його осі, тиск зростає, а в камерах де сателіт віддаляється від центру його осі тиск зменшується. Результуючим ефектом підвищення тиску в одних камерах і зменшення тиску в інших камерах є виникнення відновлювальної сили, тобто вантажопідйомності. На деякому ексцентриситеті, величину якого можливо розрахувати, зовнішня сила врівноважується вантажопідйомністю підшипника. Якщо сателіт обертається відносно його осі, то в шарі мастильного матеріалу будуть виникати крім гідростатичних ефектів, також гідродинамічні ефекти.

Основними характеристиками гідростатичних підшипників є несуча здатність (вантажопідйомність), витрати мастильного матеріалу і втрати потужності на тертя. Для визначення перелічених характеристик підшипника необхідно розв'язати складну задачу гідромеханіки. В основі визначення перелічених характеристик підшипника рідинного тертя лежить функція розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу, яку визначають зі спільного розв'язання рівняння Рейнольдса та рівнянь балансу витрат робочої рідини.

Розроблена математична модель гідростатичного підшипника дозволяє чисельно визначити його основні характеристики.

МІНІМІЗАЦІЯ МАСИ КОЛЕСА ТУРБІНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н

Д. С. Онацький, О. В. Білогуб

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

Міні БПЛА злітною масою 50...250 кг в де-яких застосуваннях потребують турбо-реактивних двигунів з тягою в діапазоні 100...1000 Н (мікро-ТРД) [1]. Але створення і виробництво таких двигунів до недавнього часу гальмувалося технологічними і матеріалознавськими проблемами. Серійне виробництво мікро-ТРД почалося відносно недавно – в 90-х роках ХХ століття, основні проблеми були подолані, але цільова аудиторія переважно складала авіамоделювання або індивідуальні ранці типу Jet-pack [2]. Оцінка ефективності застосування серійних комерційних мікро-ТРД для високошвидкісних БПЛА [3,4] показала доцільність такого застосування.

Представлена робота присвячена оптимізації (мінімізації маси) колеса турбіни мікро-ТРД тягою 400Н. В якості прототипу обрано турбіну двигуна ТРД-