**РОЗРАХУНОК ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ**

**1 Контактний тиск у контактній парі**

Умова осьової рівноваги аксіально рухомого кільця торцевого ущільнення (рис.1) має вигляд

,(3)



де *Fn –* сила пружного елемента; *Fs* - сила, що обумовлена гідростатичним тиском *ps* у торцевому зазорі; *Fc=pcSc*- сила контактного тиску; *Fm* – сила тертя по вторинному ущільненню, яка перешкоджає зміщенню аксіально рухомого кільця в той або інший бік; *F* – осьова сила тиску, яка притискає аксіально рухоме кільце до опорної поверхні

*F=p1S1+p2S2*,

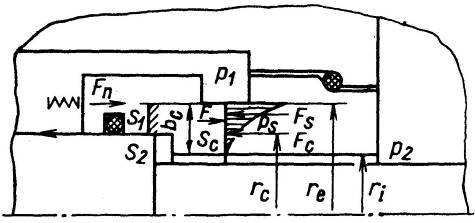


Рисунок 1 - Схема сил, діючих на аксіально рухоме кільце торцевого ущільнення

Знаки площ *S1* та *S2* вважатимемо додатними, якщо сили тиску, що на них виникають, збільшують контактний тиск у парі тертя (рис. 7), та від’ємними, якщо відповідні сили тиску розкривають торцевий стик. З урахуванням прийнятого правила знаків *Sc = S1 + S2*, а вираз для сили *F* можна записати у вигляді

, (4)



де - ущільнювальний перепад тиску;



*k* - коефіцієнт навантаження. Якщо *S2* > 0, то *k* < *1* (ущільнення розвантажене), якщо *S2* < 0, то *k* > *1* (ущільнення навантажене). Якщо протитиск не дорівнює нулю (*р2* >0), то в якості ефективного коефіцієнта навантаження потрібно брати *kэ* = *k + p2*/*p*.

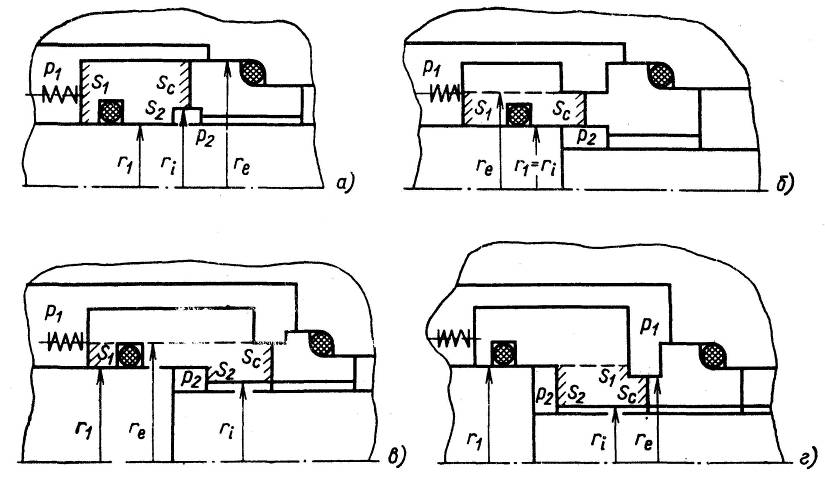


Рисунок 7 - До визначення коефіцієнта навантаження

Сила гідростатичного тиску, що розкриває торцевий стик, визначається розподілом тиску у зазорі та може бути одержана підсумовуванням елементарних сил тиску за всією контактною площею *Sc*:

**,**



де усереднений по зазору гідростатичний тиск



Торцевий зазор порівнюється з величиною мікронерівностей контактних поверхонь, тому теоретично визначити розподіл тиску в зазорі поки не вдається. Лише при порівняно великих зазорах , відповідних рідинному змащенню та характерних для гідростатичних ущільнень, тиск у плоскому каналі змінюється від вхідного перетину до вихідного згідно із законом, близьким до лінійного:



При цьому

(5)



З урахуванням гідравлічних сил рівняння рівноваги (3) можна записати у вигляді



звідки

(6)



Знак сили тертя прийнятий виходячи з того, що при навантаженні вона перешкоджає зближенню контактних поверхонь. Силу пружного елемента звичайно приймають декілька більшою сили тертя, тому останній доданок у рівності (6) малий і ним, як правило, можна нехтувати. Для режиму рідинного тертя (5)

(7)



тобто контактний тиск повністю визначається коефіцієнтом навантаження *k* та ущільнювальним перепадом тиску . З останньої рівності видно, що при *k* < *0,5* існує небезпека розкриття торцевого стику. У зв'язку з цим для розвантажених ущільнень беруть *k* = *0,55-0,85*, а для навантажених *k* *= 1,1-1,2*.



Для ущільнень з краплинними витоками Е. Майєр [1] на підставі узагальнення експериментальних результатів наводить діаграму (рис. 8), що характеризує якісну залежність гідростатичного тиску від середнього зазора *h* між мікронерівностями контактних поверхонь та від коефіцієнта навантаження за умови, що між поверхнями існують плями контакту, а сумарні деформації кілець, які вимірюються кутом повороту їх перерізів, не перевищують значень



Через відсутність точніших методів оцінки тиску в зазорі надалі користуватимемося діаграмою (рис. 8). В області *X* (область граничного тертя) та



(8)



В областях змішаного тертя (*Y, Z*) будемо визначати за формулою (5), а контактний тиск - за формулою (7).

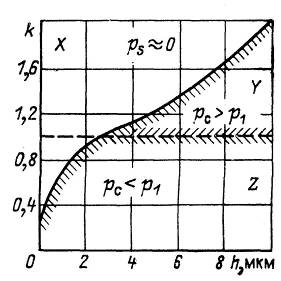


Рисунок 8 - Залежність гідростатичного тиску від величини торцевого зазору та коефіцієнта навантаження:

*Х*- область граничного тертя; *Y, Z* - області змішаного тертя

Середній зазор між шорсткими поверхнями за наявності плям контакту (*рс*> *0,15 МПа*) можна оцінювати за формулою [1]



, (9)



де *К1,2* - коефіцієнти повноти або гладкості; у більшості випадків для торцевих ущільнень . Індекси *1,2* відносять відповідно до поверхонь аксіально рухомого та опорного кілець. При великому контактному тиску, коли спостерігається взаємне проникнення нерівностей, точніші значення для зазорів дає формула



(10)



Таким чином, за середньою шорсткістю можна визначити зазор, потім за діаграмою рисунка 8 - гідростатичний тиск, а за формулами (7) та (8) - контактний тиск.

Якщо нехтувати різницею , то для режиму граничного тертя при *р2*=0 з формули (8) випливає, що



тобто коефіцієнт навантаження дорівнює відношенню середнього контактного тиску до ущільнювального.

**2 Обчислення витоків та втрат потужності на тертя**

Витоки через гідравлічно гладкий зазор *h0* між двома плоскими кільцевими пластинами при ламінарній течії визначаються виразом [4]

(11)



якщо . Для механічних торцевих ущільнень наведену формулу не можна використовувати, оскільки значення шорсткості порівняне з невідомим середнім зазором *h*; крім того, на витоки впливає колова швидкість кільця, що обертається. Тому за формулою (11) можна оцінювати витоки тільки в гідростатичних торцевих ущільненнях з гарантованим саморегульованим зазором, значення якого визначається з умови осьової рівноваги кільця.



Для ущільнень, що працюють в оптимальному режимі граничного змащення (область *X* на рисунку 8), запропонована формула [1]



яка виправдала себе в різноманітних умовах. Коефіцієнт залежить від середньої колової швидкості та визначається за графіком рисунка 9. Зазор між шорсткими поверхнями необхідно обчислювати за формулами (9) або (10).



Сила тертя на поверхнях торців дорівнює *fpcSc*, а втрати потужності на тертя

(13).

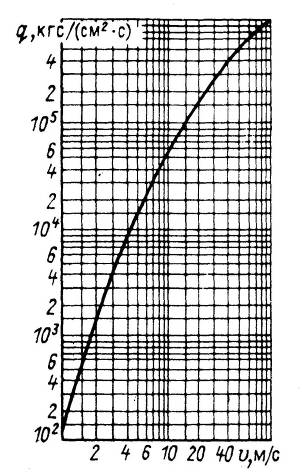


Рисунок 9 - Функція *q(v)*

Для режиму рідинного змащення коефіцієнт тертя визначається за (2), а втрати потужності на тертя

(14)



У режимі граничного змащення коефіцієнт тертя можна визначити лише експериментально для кожної пари матеріалів та умов роботи. За даними [1], одержаними у результаті випробувань декількох сотень пар тертя при контактному тиску *0,15-20* *МПа* та колових швидкостях *0,01-50 м/с*, коефіцієнт тертя різко зменшується при зростанні контактного тиску від *0,15* до *0,65 МПа*. Для значень *рс* > *0,65 МПа* коефіцієнт тертя даної пари матеріалів стає постійним та не залежить від колової швидкості, тиску, ширини контактних поверхонь за умови, що деформації ущільнювальних кілець малі та температура в контакті не перевищує температури випаровування граничної плівки, тобто зберігаються умови граничного змащення. При цьому для різних пар матеріалів та властивостей ущільнювальної рідини стале значення коефіцієнта тертя знаходиться в межах *0,03-0,15*.



У роботі [8] подібні результати одержані для силіційованого графіту СГ-Т: при збільшенні контактного тиску до *0,9 МПа* коефіцієнт тертя зменшується, а потім стабілізується у межах , до того ж ці значення зберігаються не тільки для пари СГ-Т по СГ-Т, але і для металокерамічного твердого сплаву ВК-4, мінералокераміки ЦН-332 та сталі 9X18, що працюють у парі з графітом СГ-Т.



На жаль, поки доводиться обмежуватися лише цими загальними зауваженнями про коефіцієнт тертя та за відсутності для кожного окремого випадку точніших експериментальних даних використовувати наближені значення із вказаного діапазону або проводити оціночні розрахунки витрат на тертя для граничних значень та , якщо забезпечуються умови граничного змащення.



Сумарна потужність, що витрачається на роботу ущільнень, збільшується за рахунок втрат, пов'язаних з витоками рідини , та за рахунок втрат на дискове тертя. Якщо витоки відводять частину тепла від контактних поверхонь, то дискові втрати підвищують температуру рідини в камері ущільнення і тим самим збільшують загальну теплову напруженість вузла. Потужність рідинного тертя торцевої поверхні та циліндрової поверхні, що обертаються, виразимо через коефіцієнти дискового тертя [9]



(15)



де *R1, l* - радіус та довжина циліндра; *R2, R1* - зовнішній та внутрішній радіуси диска; - густина рідини; *c1* та *с2* – коефіцієнти дискового тертя, формули для обчислення яких наведені в таблиці 4.



Коефіцієнти тертя для диска в кожусі менші, ніж для вільного диска, оскільки ядро рідини між диском та кожухом обертається з частотою, приблизно в два рази меншою, ніж частота обертання диска. Відповідно за наявності кожуха менше градієнт швидкості та сили тертя. При малій ширині торцевої камери, коли прилеглі шари на диску та кожусі стуляються, втрати на тертя збільшуються із зменшенням зазору.

Коефіцієнт втрат на тертя циліндра, що співвісно обертається усередині нерухомого циліндрового кожуха, при ламінарній течії визначається формулою Н.П. Петрова, з якої як окремий випадок можна одержати відповідні формули для малого радіального зазору та для вільного циліндра. Для циліндрів, що швидко обертаються, коли перебіг рідини навколо них стає турбулентним, значення дотичних напруг та відповідно коефіцієнтів втрат на тертя можна отримати, використовуючи закон ступені 1/7 або універсальний закон розподілу швидкостей у прилеглому шарі.

Слід зазначити, що втрати потужності на дискове тертя (15) пропорційні кубу частоти обертання ротора та при низьких частотах (до *3000 об/хв*) вимірюються частками кіловата, тому облік цих втрат необхідний перш за все для високообертових машин.

Таблиця 4



**3 Розрахунок теплового стану ущільнення**

Потужність тертя в ущільнювальному зазорі перетвориться в тепло, яке через контактні торцеві поверхні поширюється по ущільнювальним кільцям, створюючи нерівномірне температурне поле. Нагрів контактних поверхонь істотно впливає на режим тертя: по-перше, змінюються механічні та фізичні характеристики матеріалів тіл, що труться, та відокремлювального шару ущільнювальної рідини, по-друге, кільця піддаються температурним деформаціям, що порушують рівномірність контакту в парі тертя. Надмірний нагрів приводить до випаровування рідинного шару та різкого підвищення коефіцієнта тертя, температури та зношування або до термічного розтріскування кілець та втрати герметичності.

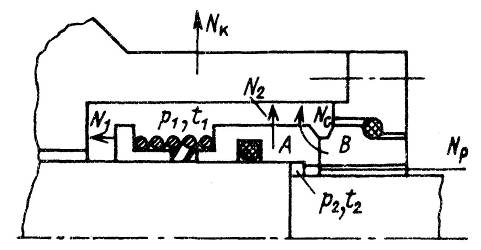


Рисунок 10 - Теплові потоки в ущільненні

Основними задачами теплового розрахунку є оцінки максимальних температур у парі тертя та температурних деформацій кілець для того, щоб у конструкції забезпечити такі умови, при яких температури та деформації не перевищували б допустимих значень.

Розрахунок теплового стану ґрунтується на рівняннях теплового балансу, причому з рівності сумарного потоку тепла, що виділяється при роботі ущільнення, та конвективного відведення від його корпусу   
(рис. 10) визначається середня температура рідини в камері ущільнення. Рівняння теплового балансу має вигляд

*Nc+N1+N2=Nk+Np*, (16)

де тепловідведення від корпусу

(17)



а тепловідведення за рахунок витоків Q через ущільнення

(18)



Тут *Sk* - приведена площа корпусу ущільнення, від якої відбувається тепловіддача в зовнішнє середовище; - коефіцієнт тепловіддачі; *с* - питома теплоємність ущільнювальної рідини;



- приріст її температури за рахунок тепла, що відводиться;



*t1* - температура рідини усередині корпусу ущільнення;

*t2* - температура зовнішнього середовища. Якщо ущільнення забезпечене примусовим охолоджуванням, то в правій частині рівняння (16) необхідно додати відповідний тепловий потік. При нормальній роботі ущільнення витоки малі (біля *10 см3/год*), тому їх впливом на тепловий стан, як правило, можна знехтувати



Оцінки температури в парі тертя ґрунтуються на рівнянні теплового балансу для ущільнювальних кілець та оточуючої їх ущільнювальної рідини та зовнішнього середовища (рис. 10)

(19)



де *Na* та *Nb* - теплові потоки, що відводяться від кільця *А*, що обертається, та опорного кільця *В* відповідно (див. рис. 10).

Температурне поле ущільнювальних кілець у загальному випадку описується нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку в частині похідної параболічного типу. Якщо розглядати сталий тепловий процес та не враховувати слабку залежність коефіцієнта теплопровідності від температури, то температурне поле описується рівнянням Лапласа зі складними граничними умовами. Навіть у цьому випадку чисельне розв’язання задачі для кілець складної геометричної форми пов'язане із значними труднощами, тому ефективними є методи електричного моделювання теплового стану ущільнення.

Для орієнтовної оцінки температури на контактних торцевих поверхнях спростимо задачу, взявши як розрахункову модель кілець порожнисті циліндри (рис. 11 а) з рівномірно розподіленим на контактній поверхні тепловим потоком та постійними по довжині коефіцієнтами тепловіддачі циліндрових поверхонь, що омиваються ущільнювальною рідиною або зовнішнім середовищем. Слідуючи роботі [10], розглядатимемо усереднену по товщині циліндра температуру *t(x).* Тоді зміна температури уздовж кільця описується звичайним диференціальним рівнянням



(20)



при граничних умовах



де  *t2* - температура навколишнього середовища; - коефіцієнт теплопровідності матеріалу кільця;



- коефіцієнт теплопередачі від поверхні кільця, наприклад, від зовнішнього до навколишнього середовища; - периметр поверхні кільця, на якій відбувається тепловіддача; - площа поперечного перерізу кільця.

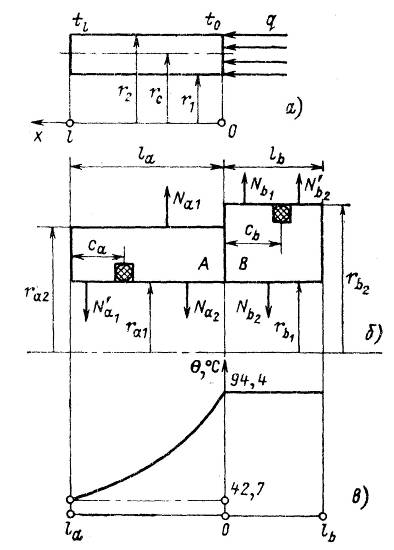


Рисунок 11 - До розрахунку теплового стану ущільнення:

а - модель окремого кільця; б – розрахункова схема аксіально рухомого *(А)* та опорного *(В)* кілець; в - зміна температури уздовж кілець

Розв’язання рівняння (20) дає такий закон зміни температури уздовж кільця:

*ch* *ch* , (21)



причому зниження температури по довжині обумовлене тепловіддачею в навколишнє середовище. Якщо підставити (21) в рівняння Фурье

,



то це дасть формулу відведеного за одиницю часу тепла:

*th* (22)



У реальних ущільненнях кільця на різних ділянках поверхні стикаються з різним середовищем або виконані складовими з матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності, тому розрахункова схема може бути представлена (рис. 11 б) циліндрами з різними коефіцієнтами тепловіддачі та температурами середовища на окремих ділянках поверхні. При цьому повна тепловіддача кожного кільця складається з суми тепловіддач окремих ділянок:

(23)



де перший індекс належить до номеру кільця, а другий - характеризує навколишнє для даної ділянки середовище: *1* - ущільнювальна рідина з температурою *t1*, *2* - зовнішнє середовище (повітря) з температурою *t2*. Кожен доданок обчислюється за формулою (22) з урахуванням відповідних значень параметрів:



для ділянок, дотичних з ущільнювальною рідиною, із зовнішнім середовищем - ; *t0* - температура в контакті кілець.



У виразах (23) не враховане тепловідведення через тильні торцеві поверхні. Г.В. Макаров [10] рекомендує для компенсації цього тепловідведення дещо збільшувати відповідні довжини:



Якщо підставити вирази (23) в рівняння теплового балансу (5.31), одержимо



Звідки (24)



де коефіцієнти *В1* та *В2* характеризують тепловіддачу в ущільнювальну рідину та навколишнє середовище відповідно:



Якщо врахувати, що тепловіддача від поверхонь, нерухомих відносно навколишнього середовища , мала в порівнянні з тепловіддачею поверхонь, що обертаються відносно ущільнювальної рідини та повітря , то , або



, (25)



Таким чином, за формулою (21) можна визначити зміну середньої по перерізу температури уздовж кільця, а за формулою (24) - середню температуру на контактних поверхнях торцевого ущільнення. Точніший розрахунок з урахуванням зміни температури по радіусу кілець виконаний у роботах [11, 12].

Виходячи з умов термоміцності контактних поверхонь та збереження рідинної плівки в зазорі при даному тиску, температуру в парі тертя обмежують значенням *t\*.* При цьому для заданих умов тепловідведення з формули (24) можна визначити допустиму потужність тертя:



а з урахуванням (13) та (8) - допустиме значення показника експлуатаційного навантаження:

(26)



Коефіцієнти тепловіддачі циліндрових поверхонь, необхідні для оцінки теплового стану, виражаються через числа Нуссельта: для вільного циліндра та циліндра, що обертається усередині нерухомого циліндрового кожуха із зазором *h0,* відповідні коефіцієнти дорівнюють

(27)



де згідно з напівемпіричною формулою Дропкіна та Кармі

(28)



а для тепловідведення в зазор, коли вільною конвекцією можна знехтувати [11],

(29)



Критерії Грасгофа та Прандтля

(30)



виражаються через такі характеристики середовища:

- коефіцієнт об'ємного теплового розширення, 1/°С; - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°С); *ср* - питома теплоємність, Дж/(кг·°С);



*v* - кінематичний, м2/с, та - динамічний, Н/(м2·с), коефіцієнти в'язкості; *g* - прискорення сили тяжіння, м/с2; та *t2* - середня температура поверхні, яка віддає тепло, та середня температура навколишнього середовища, °С. Коефіцієнт втрат на тертя циліндрової поверхні для Re2 > 1500 дорівнює



(31)



*r* - радіус циліндра, що обертається; *h0* - радіальний зазор між циліндрами (рухомим та нерухомим). Критерій Грасгофа характеризує конвективний теплообмін за рахунок архімедових підйомних сил, які обумовлені відмінністю густин в окремих точках неізотермічного потоку через теплове розширення. Критерій Прандтля є відношенням турбулентного перенесення імпульсів за рахунок внутрішнього тертя до турбулентного перенесення тепла за рахунок теплопровідності. Для повітря за нормальних умов *Рr = 0,74*; для води при *t* = 0ºС *Рr* = *13,0*. Із зростанням температури води до *250 °С* (на лінії насичення) число Прандтля зменшується до *Рr* = *0,84*; при подальшому зростанні температури число Прандтля знову збільшується [13].

Якщо на окружний потік в кільцевому зазорі накладається осьова течія з середньою по зазору швидкістю *w*, то інтенсивність тепловідведення зростає [14]:

. (32)



Комплекс що входить до виразу (29), з урахуванням формули (31) можна привести до вигляду



при цьому

(33)



Щоб зробити наочніше вплив окремих параметрів на тепловий стан кілець, перетворимо формули (25) з урахуванням (27):



(34)



(35)



де та - коефіцієнти теплопровідності ущільнювальної рідини та зовнішнього середовища (повітря). Відношення тепловіддачі в повітря та рідину, що входить у формулу (24), з урахуванням того, що набирає вигляду



Оскільки коефіцієнт теплопровідності та число Нуссельта *Nu2*, для повітря значно менші, ніж для рідини, у багатьох випадках відношенням *В2/В1*у формулі (24) можна знехтувати у порівнянні з одиницею і для оцінки температури в парі тертя користуватися спрощеною формулою



*t0=t1+Nc/B1*. (36)

Із формули (24) видно, що для зниження температури в парі тертя необхідно зменшувати втрати потужності на тертя та збільшувати сумарне тепловідведення за рахунок інтенсифікації перенесення тепла (збільшення чисел Нуссельта), збільшення коефіцієнтів теплопередачі та поперечних перетинів кілець. Довжина кілець входить лише в аргумент гіперболічного тангенса, граничним значенням якого є одиниця. Оскільки для *ml = 1,6 th ml = 0,9217*, тобто близький до граничного значення, то подальше збільшення аргументу за рахунок довжини кільця неефективне. Доцільність тих або інших способів зниження температури в зоні контакту повинна визначатися стосовно конкретних умов експлуатації.

Для виконання теплового розрахунку ущільнень необхідні коефіцієнти, що характеризують фізичні властивості рідин та газів, які омивають поверхні ущільнювальних кілець.

Динамічний коефіцієнт в'язкості та коефіцієнт теплопровідності газів можна оцінити наближеними формулами Сезерленда, якщо нехтувати їх незначним збільшенням із зростанням тиску (при тиску до *20 МПа*):

(37)



де *Т* - абсолютна температура, *Т0* = 273 *К*; - в'язкість та теплопровідність при атмосферному тиску та температурі °С;   
*Тs* - постійна.



Кінематичний коефіцієнт в'язкості , а густина газу залежно від тиску та температури визначається за формулою Клаперона



Коефіцієнт об'ємного теплового розширення для газів



Таблиця 5



У таблиці 5 наведені значення фізичних постійних, а також постійної Сезерленда для деяких газів при атмосферному тиску. Фізичні властивості води та деяких рідин при тиску насичення представлені в таблиці 6, а залежність температури водяного насиченого пара від тиску - в таблиці 7. Орієнтовні значення коефіцієнтів, що характеризують фізико-механічні властивості матеріалів, використовуваних для пар тертя торцевих ущільнень, наведені в таблиці 8.

Таблиця 6



Таблиця 7



Таблиця 8



Для ілюстрації викладеного методу розрахунку як приклад оцінимо тепловий стан механічного торцевого ущільнення, розрахункова схема якого близька до показаної на рисунку 11 б.

1. Початкові дані. Геометричні параметри:

*rс* = *39·10-3 м*, *ra1* = *rb1* *rc* *r1*, *ra2* = *rb2* = *r2* = *55·10-3 м*, *вс= la* = *40·10-3 м*, *lb* = *30·10-3 м*, *h0* = *2·10-3 м, k* = 0,7.



Експлуатаційні параметри:



Фізичні характеристики: матеріал кілець - обпалений графіт 2П-1000-Ф, просочений фенолформальдегідною смолою; ; ущільнювальна рідина - вода, *t* = *40°С* - стала в камері ущільнення температура, *v* = *6,59·10-7 м2/с,* = *6,66·10-4 Н·с/м2*; *103* кг/м3; , *1/ºC*; навколишнє середовище - повітря; *t2* = *20°С*, *v2*= *1,57·10-5 м2/с;* *2* *= 2·10-5 Н·с/м2*; = *1,29 кг/м3*, = *0,0278 Вт/(м·°С),* = *3,41·10-3 1/ºС*, *ср2*= *1,02·103 м2/(с2·ºС).*



2. Обчислення контактного тиску та втрат потужності на тертя. За формулою (8), якщо *Fп-Fm* *.* Оскільки, *рс* > *0,65 МПа*, можна припустити, що *f* =0,08. *Sc* = *7,35·10-4 м2*, та за формулою (13) - *Nс*= *963 Вт*.



3. Обчислення безрозмірних критеріїв. Для рідини Орієнтовно візьмемо середню температуру кільця , тоді . Якщо одержана у результаті розрахунку середня температура кільця виявиться істотно відмінною від прийнятої, то розрахунок потрібно буде повторити з уточненим значенням . При Для повітря .



4. Обчислення параметрів *m*, *В*. За формулами (34) та (35) знаходимо



5. Обчислення температури в парі тертя. За формулою (36) *t0*=*94,4+40=134 ºC.*

6. Зміна температури уздовж кілець визначається за формулою (21):



Визначимо температуру кільця *А* у декількох точках: На рисунку 11в показано зміну температури в *(х)* уздовж кілець.



Середню по довжині температуру кільця можна визначити як



Для нашого випадку що достатньо близьке до прийнятого при обчисленні критерію Грасгофа, значення



Допустима температура для графіту 2П-1000-Ф [4, 11] становить *140-200° С*, а при ущільнювальному тиску *2 МПа* температура насиченого пару *ts* = *210°C*, тому знайдену в парі тертя температуру *t0*, можна вважати допустимою.

**4 Деформації ущільнювальних кілець**

Досвід експлуатації торцевих ущільнень показує, що через кутові деформації кілець зношення контактних поверхонь по радіусу відбувається нерівномірно. Деформації в першому наближенні можна розглядати як поворот поперечного перетину кільця без зміни його форми та не враховувати взаємодії між кільцевими волокнами, тобто вважати напружений стан одноосним, що дозволяє порівняно легко обчислити кут повороту кільця [15]:

(38)



де (рис. 12) *ус* - радіус центра ваги перерізу; *Іу* - момент інерції перерізу відносно осі *Оу*, що проходить через центр ваги та перпендикулярної до осі кільця; *Е* - модуль пружності матеріалу кільця; *Mt*, *Мр* - моменти сил відносно осі *Оу*, обумовлених нерівномірністю полів температур та тиску.

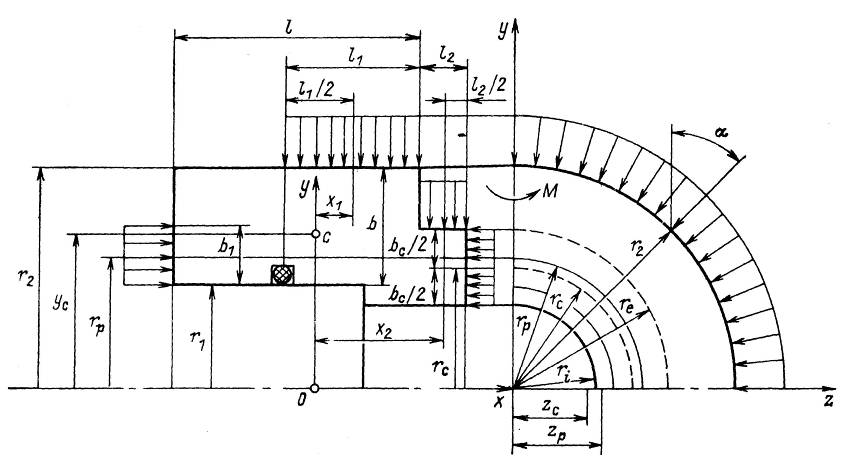


Рисунок 12 – До розрахунку деформацій кільця

Момент, обумовлений зміною температури по довжині кільця, визначається інтегралом [15]

(39)



тобто зменшення температурного моменту можна досягти, використовуючи складених кільця: контактне кільце з антифрикційного матеріалу з низьким модулем пружності та коефіцієнтом лінійного розширення закріплюється в сталевому бандажному кільці. При цьому зменшуються складові температурного моменту, які відповідають ділянкам перетину, найбільш віддаленим від осі *Оу* та схильним до дії великих градієнтів температур (рис. 11 в).



Для кільця, показаного на рисунку 12, поворот перетину внаслідок температурних деформацій відбувається проти годинникової стрілки, отже, температурний момент додатними *Mt* > 0.

Якщо перетин кільця близький до прямокутної форми - рис. 12), то *Іу=bl3/12, dS=bdx, уc=0,5(r1+r2)* та при постійному по перерізу модулю пружності та коефіцієнті лінійного розширення температурна складова кута повороту перетину



(40)



а з урахуванням виразу (41) для розподілу температури по довжині кільця

(41)



Останньою формулою можна користуватися для орієнтовної оцінки температурної деформації. У [1] наведена формула, одержана з (40) у припущенні, що температура по довжині кільця змінюється лінійно. При цьому деформації виявляються істотно заниженими.

Момент *Мr* відносно осі *Оу* радіальних сил тиску, що діють на циліндрову поверхню з радіусом *r2*, і завдовжки *l1*, одержимо, якщо підсумуємо моменти проекцій елементарних сил тиску (рис. 12) на площину .



Сумарний момент по двох циліндрових поверхнях дорівнює

(42)



Якщо при обчисленні моментів радіальних сил змінюються проекції елементарних сил тиску, то при обчисленні моменту осьових сил змінним є плече елементарної сили:



Враховуючи, що *рс = kр1*, *k = S/Sc = b1rp/bcrc*,

(43)



З формули (43) видно, що момент осьових сил залежить від коефіцієнта навантаження: для розвантажених (рис. 7) ущільнень ; для нерозвантажених - . Якщо *k = 1*, то . Таким чином, модуль моменту осьових сил тим більший, чим більше коефіцієнт навантаження відрізняється від одиниці.



Для зменшення моменту радіальних сил необхідно підбирати кільце так, щоб зміщення *х1* основного радіального навантаження відносно центра ваги перерізу було мінімальним [16].

Сумарний кут повороту перерізу (38) визначається алгебраїчною сумою моментів або алгебраїчною сумою відповідних складових кута повороту . Завдяки цьому можливості зменшення сумарних деформацій кілець розширяються: температурні деформації можна компенсувати силовими. За сумарним кутом повороту перерізу можна визначити зсув зовнішніх точок контактної поверхні відносно внутрішніх:



. (44)



На підставі багаторічного досвіду розроблення та експлуатації торцевих ущільнень у нарізноманітніщих умовах [1] рекомендується як гранично допустиме значення брати Додатним зсувам відповідає розкриття торцевого зазора з боку більшого радіуса *re* контактної поверхні.



Оцінимо деформацію аксіально-рухомого кільця з перерізом прямокутної форми у розглянутому вище прикладі (рис. 11). Додаткові дані для розрахунку: *Е* = *1,4·104 МПа*, =*2,5·10-6 1/ºС, ºC*; *ус* = *4,7·10-2 м*, *ri* =*3,75·10-2 м*, *re* = *4,05·10-2 м*, *rc* = *3,9·10-2 м*, *rp* = *3,95·10-2 м*, *l1* =*2,5·10-2 м*, .



За формулою (41) знаходимо *м-1)* За формулами (42) та (43) *Мr* = *-20,6Н·м*, *Ма*= *0,079 Н·м*. За формулою (38) знаходимо кут повороту від моменту сил тиску *Мр* = *Мr+ Мa= -20,5Н·м*: Сумарний кут повороту = *1,23·10-4,* а зсув = *0,369·10-6 м.* Відносний зсув = *9,1·10-4*, що значно менше допустимого значення (< *1,2·10-4*).



Аналогічно оцінюють деформації опорного кільця, причому результуюча зміна форми торцевого зазора визначається підсумовуванням деформацій обох кілець.

**5 Знос контактних поверхонь**

Процес зношування змащених поверхонь, що труться, настільки складний, що до цього часу немає надійних методів його прогнозування. Навіть для одних і тих самих матеріалів інтенсивність зношування може змінюватися на декілька порядків при зміні режиму експлуатації: при зміні тиску ущільнювальної рідини, колової швидкості, температури, осьових та кутових вібрацій. Поки що оцінки показників зносу базуються на досвіді експлуатації і від них не можна вимагати великої міри достовірності. Найбільш обґрунтовані та прийнятні для інженерних розрахунків формули для інтенсивності зношування наиведені у фундаментальному довіднику [5], проте спеціальні фізико-механічні характеристики, що входять до цих формул (параметр кривої фрикційної втомленості; поправковий коефіцієнт до числа циклів, відповідних відділенню частинки зносу; коефіцієнт, що характеризує напружений стан на плямі контакту, та ін.) частково систематизовані лише для деяких найпоширеніших конструкційних матеріалів в умовах сухого тертя. Для антифрикційних матеріалів пар тертя торцевих ущільнень за наявності проміжної плівки ущільнювальної рідини таких характеристик поки що немає.

У літературі наводяться і простіші степеневі [17] та лінійні [1, 18] залежності швидкості зносу від контактного тиску та швидкості ковзання. Наприклад, в [19] аналізується формула Арчарда



де *Н* - твердість поверхні, що визначається методом вдавлювання;   
*k0* - коефіцієнт зносу, який потрібно визначати експериментально для кожного поєднання матеріалів пар тертя та ущільнювальної рідини, а також для конкретних умов експлуатації, включаючи режим тертя, температуру, наявність вібрацій, абразивних частинок і т.д. Таким чином, зовнішня простота формули досягнута ціною втрати її загальності: для визначення коефіцієнта зносу потрібно експериментально заміряти швидкість зносу, а якщо швидкість зносу визначена, то формула стає непотрібною.

Поки що єдиний шлях прогнозування зносу проектованих ущільнень - використовування результатів, одержаних для близьких за конструкцією прототипів, що працюють у схожих умовах. Задача полегшується лише тим, що знос є інтегральною середньостатистичною характеристикою, порівняно мало чутливою до випадкових змін окремих параметрів, від сукупності яких вона залежить. Завдяки цьому в [1] на підставі широких досліджень наведена швидкість зношування (рис. 13) залежно від режиму (коефіцієнта) тертя пари углеграфіт-метал для ущільнень перших двох груп таблиці 1. У монографії А.І. Голубєва [4] наведені дані щодо зносу всіх чотирьох груп ущільнень, причому швидкість зношування пар силіційованого графіту по силіційованому графіту для четвертої групи ущільнень не перевищує *0,001 мкм/год*. На рисунку 14 наведені дані Вільямса, що ілюструють залежність коефіцієнта тертя та швидкості зношування від ущільнювального тиску в ущільненнях живильних насосів теплових та атомних електростанцій.



Рисунок 13 - Швидкість зношування пар тертя вуглеграфіт-метал

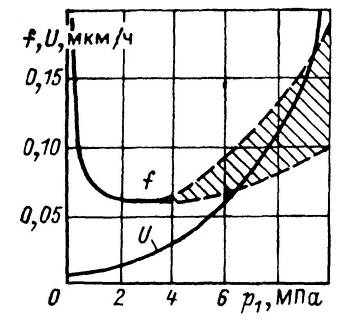


Рисунок 14 - Залежність коефіцієнта тертя та швидкості зношування від тиску ущільнювальної рідини (пара углеграфіт-металл, ущільнювальна рідина - вода, колова швидкість *5 м/с*)

Таким чином, якщо заданий гранично допустимий знос контактних поверхонь *U\**, то за середньою швидкістю зношування можна оцінити ресурс ущільнення *Т = U\*/.* Наприклад, якщо *U\** = *2* *мм*, а середня швидкість зношування = *0,1 мкм/год*, то *Т* = *2·104год*, тобто навіть для порівняно великої швидкості зношування ресурс пари тертя настільки великий, що надійність вузла може бути обмежена вторинним ущільненням, повідцями та натискними елементами. В усякому разі досвід показує, що при правильному виборі матеріалів пар тертя та конструкції можна забезпечити достатньо високий ресурс механічних торцевих ущільнень, якщо ступінь експлуатаційного навантаження *рlv* < *100 МПа·м/с*. Для вищих параметрів необхідно застосувати термогідродинамічні ущільнення, запропоновані Є. Майєром [1], або гідростатичні ущільнення з гарантованим саморегульованим торцевим зазором.

