

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

**Г. Ф. РОМАНОВСЬКИЙ, С. І. СЕРБІН,
В. М. ПАТЛАЙЧУК**

ГАЗОТУРБІННІ АГРЕГАТИ

Навчальний посібник

У двох частинах

Частина 2

Елементи конструкцій

Рекомендовано Методичною радою НУК



Миколаїв
НУК
2017

УДК 621.438(075)

ББК 31.363.3я73

Р 69

Автори:

Г. Ф. Романовський, доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України;

С. І. Сербін, доктор технічних наук, професор;

В. М. Патлайчук, кандидат технічних наук, доцент

Рецензенти:

С. К. Чернов, доктор технічних наук, професор, директор по персоналу ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект";

Б. Г. Тимошевський, доктор технічних наук, професор

*Рекомендовано Методичною радою НУК
як навчальний посібник*

Романовський Г. Ф.

Р 69 Газотурбінні агрегати : навчальний посібник : у 2 ч. Ч. 2. Елементи конструкцій / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2017. – 196 с.

Розглянуто будову та особливості застосування основних елементів конструкцій газотурбінних агрегатів: деталей проточної частини, роторів осьових турбомашин, опор та ущільнень турбомашин, корпусів газотурбінних агрегатів. Наведено аналіз застосовуваних конструкцій.

Призначено для студентів технічних вузів, які навчаються за спеціальностями 142 "Енергетичне машинобудування", 144 "Теплоенергетика" та 271 "Річковий та морський транспорт". Навчальний посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, що займаються проектуванням та створенням газотурбінних агрегатів.

**УДК 621.438(075)
ББК 31.363.3я73**

© Романовський Г. Ф., Сербін С. І.,
Патлайчук В. М., 2017

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2017

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ВНА	– вхідний напрямний апарат
ГТА	– газотурбінний агрегат
ГТД	– газотурбінний двигун
КВТ	– компресор високого тиску
КЗ	– камера згоряння
ККД	– коефіцієнт корисної дії
КНТ	– компресор низького тиску
НА	– напрямний апарат
СА	– сопловий апарат
ТВлД	– турбовальний двигун
ТВГ	– турбіна високого тиску
ТНТ	– турбіна низького тиску
ТРД	– турбореактивний двигун



1. ДЕТАЛІ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

Під проточною частиною газотурбінного агрегату (ГТА) розуміють його внутрішній простір, через який рухається потік робочого тіла. До деталей проточної частини відносять елементи, розташовані на шляху руху потоку. До таких можуть бути віднесені робочі та напрямні лопатки компресора, соплові та робочі лопатки турбіни, а також елементи їх кріплення.

1.1. Робочі лопатки осьових компресорів

Робочі лопатки осьового компресора утворюють дифузорні канали (тобто канали з прохідним перерізом, що збільшується), в яких відбувається перетворення механічної енергії приводу в потенціальну енергію робочого тіла – підвищення тиску повітря (рис. 1.1).

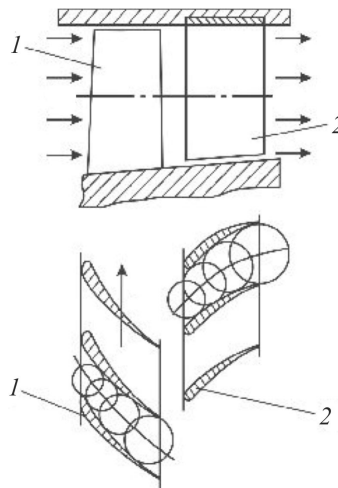


Рис. 1.1. Схема ступеня осьового компресора:

1 – робочі лопатки; 2 – напрямні лопатки

Компресорні робочі лопатки мають профільну частину (**перо**) 1 та замкову частину хвостовик 2 (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Робочі лопатки осьового компресора:

1 – профільна частина (перо); 2 – хвостовик

Товщина профілю робочих лопаток становить звичайно 2,5...8,0 % від довжини хорди. Більш тонкі профілі з меншим опором не застосовуються внаслідок труднощів виготовлення і недостатньої жорсткості лопатки.

Через різні кути набігання потоку на профіль лопатки за її довжиною робочі лопатки виконують **закрученими**, тобто вони мають різну за довжиною орієнтацію профілю щодо набігаючого потоку. Закручення лопаток зростає із збільшенням їх довжини. З цієї причини найсильніше закручені лопатки перших компресорних ступенів (як найбільш довгі).

Робочі лопатки сприймають значні відцентрові і згинальні зусилля, а також схильні до вібраційних навантажень різної природи. До точності обробки профільної частини і чистоти її поверхні ставлять дуже високі вимоги, оскільки ці фактори визначають коефіцієнт корисної дії (ККД) компресора і міцність лопаток. Лопатки полірують, причому заборони і ризики виводять так, щоб вони мали дуже плавні переходи. Радіус переходу від профільної частини до хвостовика повинен бути якомога більшим, щоб уникнути підвищеної концентрації напружень.

Для зниження маси лопаток, напружень розтягу і навантажень на ротор робочі лопатки виконують з хордою і товщиною, які зменшуються за довжиною, так що площа периферійного перерізу може бути істотно меншою, ніж площа кореневого перерізу. При цьому жорсткість профільної частини повинна бути достатньою, щоб зберегти кути встановлення профілів у найбільш важких умовах роботи лопатки.

Матеріалами для робочих лопаток осьових компресорів є леговані сталі, жароміцні сплави, титанові та алюмінієві сплави.

Алюмінієві сплави досить міцні, добре піддаються куванню та механічній обробці. Вони знаходять застосування при температурах до 250 °С. Для запобігання корозії лопатки з алюмінієвих сплавів ретельно анодуються

(алюмінієві сплави, які широко використовуються в авіаційних двигунах, при роботі в наземних умовах зазнають посиленого ерозійного зносу і корозії [33, с. 202]).

При більш високих температурах (до 500 °С) добре працюють лопатки з титанових сплавів. Питома міцність таких сплавів в області температур 150...500 °С перевищує питому міцність алюмінієвих, магнієвих сплавів та сталі.

Густина алюмінієвих і титанових сплавів істотно менша, ніж густина сталі, тому лопатки при практично однакових (у діапазоні робочих температур) границях міцності мають меншу масу і схильні до менших напружень розтягу від відцентрових сил.

Деяке застосування для деталей корпусів і робочих лопаток компресорів знаходять армовані пластики. Їх перевагами є мала густина, висока корозійна стійкість, невелика вартість виробництва. Основними недоліками склопластиків є низький модуль пружності (у 8...9 разів менший, ніж у сталі), низька втомна міцність (у 5 разів менша, ніж у сталі) і прискорене ерозійне руйнування.

Перевагами сталевих лопаток і лопаток з жароміцних сплавів є їхня висока механічна міцність, менша схильність до утворення забоїн, задирок та шорсткості при попаданні в компресор піску і дрібних предметів, хороша робота при високих температурах.

Робочі лопатки осьових компресорів не мають бандажу (див. рис. 1.2). При їх виготовленні замість механічної обробки все ширше застосовується електрохімічна обробка, яка забезпечує більш високу якість поверхні лопатки, а також зниження залишкових напружень.

З'єднання лопаток з ротором повинні відповідати таким вимогам:

- мати високу міцність;
- забезпечити можливість точного встановлення лопаток;
- дозволяти легко монтувати і демонтувати лопатки;
- бути простими у виготовленні;
- забезпечувати можливість розміщення значного числа лопаток;
- мати малу масу.

Застосовують як колове (у кільцевих фасонних пазах), так і осьове (у поздовжніх індивідуальних пазах) кріплення компресорних робочих лопаток.

Колове кріплення застосовують у деяких конструкціях стаціонарних двигунів, які мають суцільнокований і зварний ротор компресора, а також у ступенях авіаційних двигунів (рис. 1.3).

На рис. 1.4 показаний **Т-подібний спосіб кріплення**, застосований компанією "English Electric Co." для двигунів EM-27P [33, с. 203]. Кожну стандартну лопатку 1 перед установленням повертають на 90°, опускають через замковий проріз у глибокий паз, потім повертають у нормальне положення і заводять за колом паза. Останні три лопатки – стандартну, замкову 2 та підгінну 3 – встановлюють у послідовності, показаній на схемі. Замкова

лопатка має прямокутний хвостовик. Між замковою і підгінною лопатками передбачена прокладка 4 для збереження кроку. У хвостовику останньої лопатки встановлюють пластини 5, вусяки яких відгинають для фіксації лопатки.

Рис. 1.3. Установлення робочих лопаток у кільцевих фасонних пазах

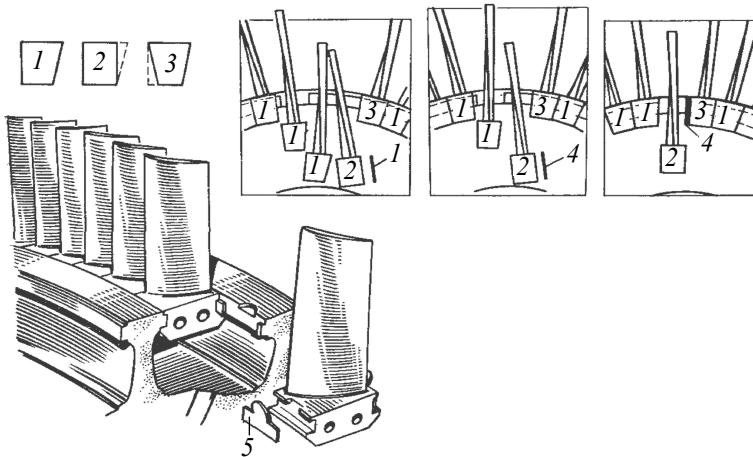
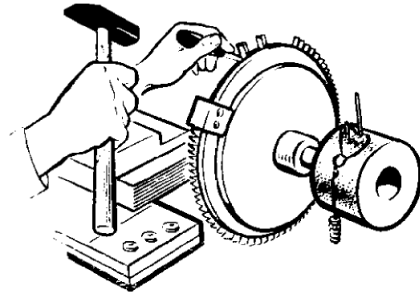


Рис. 1.4. Колове кріплення робочих лопаток компресора:

1 – стандартна робоча лопатка; 2 – замкова робоча лопатка;
3 – підгінна робоча лопатка; 4 – прокладка; 5 – пластина

Модифікацією Т-подібного кріплення є **рівчак-ковий спосіб кріплення**, який набув в останні десятиліття значного поширення в авіаційних двигунах (рис. 1.5 та 1.6).

Робочі лопатки вставляються в кільцевий паз диска через одне завантажувальне вікно, при цьому від повороту в коловому напрямку вони закріплюються кількома фіксаторами (рис. 1.7). Кожен фіксатор тримає свій сектор лопаток, між полицями яких забезпечується зазор 0,3...0,5 мм для температурних розширень [30, с. 11].

На рис. 1.8 та 1.9 зображене **шарнірне колове кріплення** (різновид вилчатого), яке застосовують для лопаток перших (найбільш довгих)

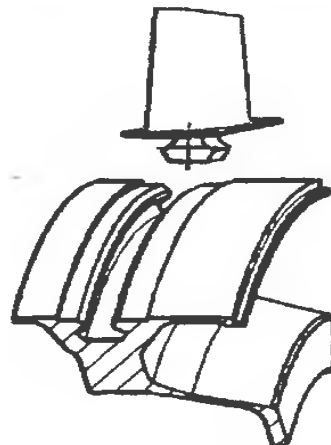


Рис. 1.5. Кріплення рівчаккового типу

ступенів осьових компресорів як засіб демпфірування коливань. Шарнірне кріплення дозволяє встановлювати лопатку в площині обертання так, що під дією газодинамічної і відцентрової сил вона, повертаючись на шарнірі, розташовується під деяким кутом до радіального напрямку. Під впливом змінних сил лопатка буде похитуватися, переводячи шляхом тертя енергію механічних коливань у теплову [18, с. 54].

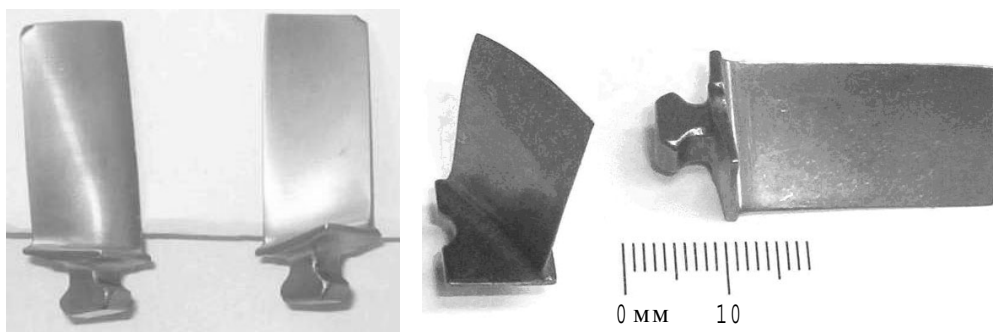


Рис. 1.6. Робочі лопатки з хвостовиками рівчакового типу

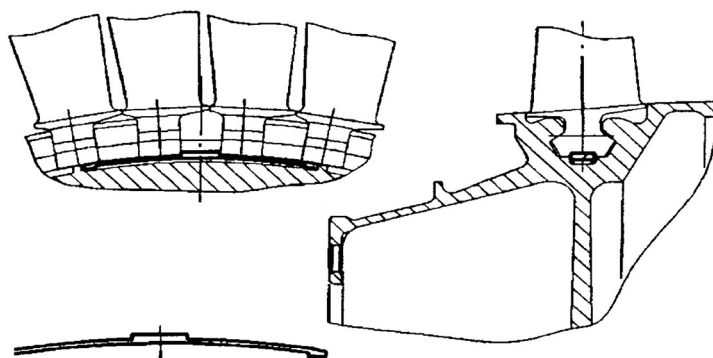


Рис. 1.7. Фіксація робочих лопаток за допомогою пластинчастих пружних замків

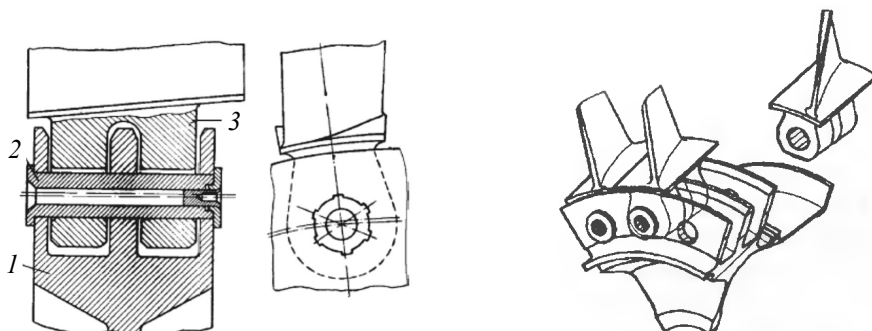


Рис. 1.8. Шарнірне кріплення лопаток:
1 – обід диска; 2 – штифт (шарнір); 3 – лопатка

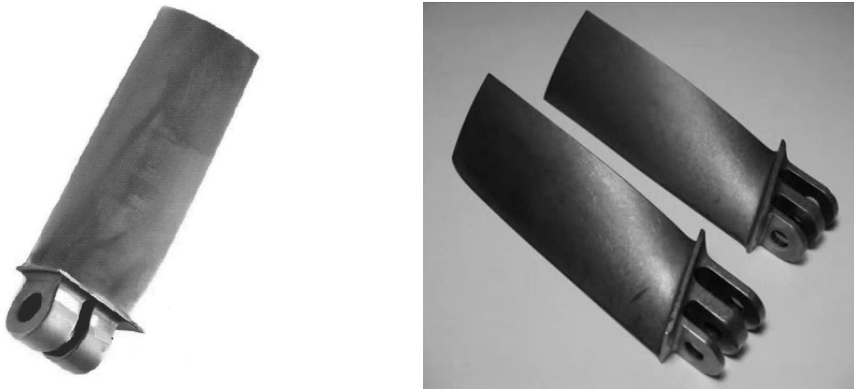


Рис. 1.9. Шарнірні робочі лопатки

До числа недоліків даного з'єднання слід віднести великі напруження зминання і зрізу, які виникають при роботі в шарнірах, а також велику масу.

Для усунення зносу і заїдання в шарнірі застосовують так зване "тверде мастило". Вушко лопатки зсередини і з торців та зовнішню поверхню осі натирають порошком двосірчастого молібдену (MoS_2).

Зустрічається в компресорах і жорстке (нерухоме) кріплення вилчатого хвостовика.

Більш значного поширення набуло **осьове кріплення робочих лопаток** компресорів. Найчастіше використовують кріплення лопаток за допомогою трапецієподібного паза ("ластівчин хвіст") та ялинкове (зубчасте) кріплення.

Кріплення типу "ластівчин хвіст" (рис. 1.10 та 1.11) найбільш повно відповідає вимогам до кріплення компресорних робочих лопаток. Пази в диску виконуються протягуванням, а хвостовики лопаток – фрезеруванням. Лопатка встановлюється в пазу або з натягом до 0,08 мм, або з зазором 0,035...0,060 мм. При посадці з натягом величина його обирається такою, щоб не виникало перенапруження в замковій частині обода. Частіше застосовується вільна посадка (із зазором). Вона забезпечує легке встановлення та знімання лопатки, а також кращі демпфівальні її властивості.

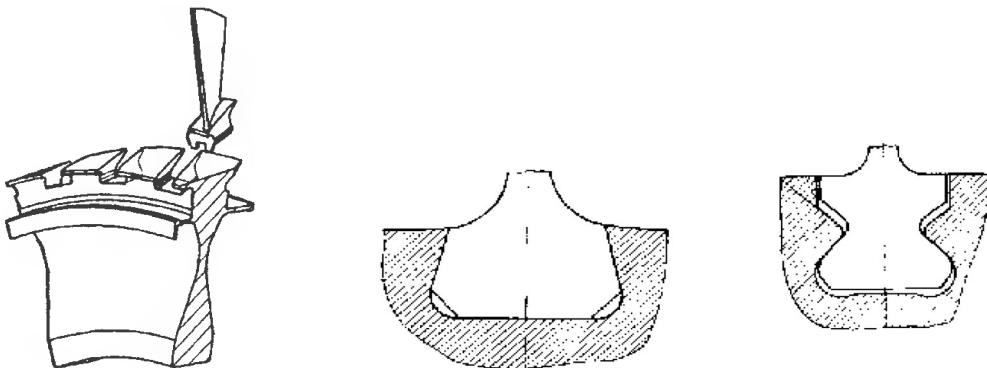


Рис. 1.10. Кріплення типу "ластівчин хвіст"

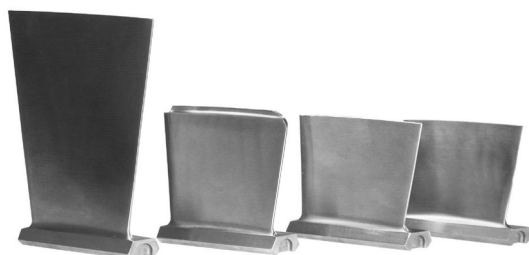


Рис. 1.11. Робочі лопатки компресора двигуна ГТН-25 компанії ЗАО "Невский завод"

Пази для кріплення лопаток звичайно розміщують під кутом до осі ротора, близьким до кута встановлення кореневих перерізів лопаток. Це збільшує міцність з'єднання (за рахунок зменшення питомого тиску на дотичні поверхні).

З'єднання типу "ластівчин хвіст" дозволяє розмістити велику кількість лопаток на колесах. Це з'єднання просте за конструкцією, має малу масу і достатню міцність.

При великій довжині лопаток як конструктивний засіб гасіння коливань тертям (демпфірування) застосовуються кріплення, які нагадують "ластівчин хвіст", але з округленими робочими поверхнями (див. рис. 1.10). Лопатки встановлюються в диск з великими зазорами, що забезпечує хитання на кінці лопатки до 5...8 мм. Це дозволяє лопаткам самовстановлюватися і забезпечує деяку "шарнірність" з'єднання [17, с. 42].

Кріплення лопаток у поздовжніх пазах вимагає **фіксації їх від осьових переміщень**. Фіксація може бути загальною для всіх лопаток або індивідуальною і здійснюватися за допомогою пластин, штифтів і т. д. (рис. 1.12).

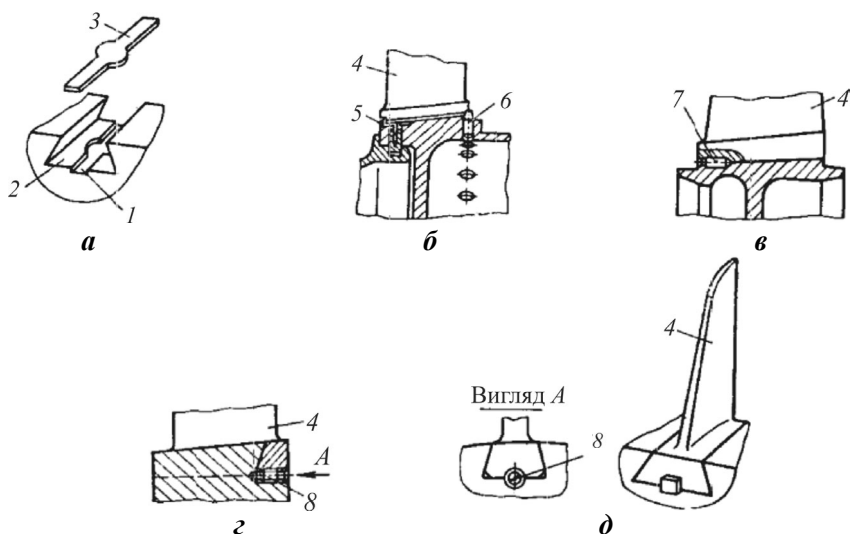


Рис. 1.12. Фіксація робочих лопаток при кріпленні типу "ластівчин хвіст" [27, с. 88]:

а – загальний вигляд кріплення; *б, в, з* – способи фіксації лопаток від осьових зсувів; *д* – лопатка разом з диском; *1* – паз для стопорної пластини в диску; *2* – паз диска; *3* – стопорна пластина; *4* – лопатка; *5* – пластинчастий стопор; *6* – радіальний штифт; *7* – осьовий штифт; *8* – різьбова шпилька

Ялинкове кріплення (рис. 1.13) досить поширене в газових турбінах. В осьових компресорах його застосовують рідко, оскільки при порівняно невеликих навантаженнях компресорних лопаток можна застосовувати більш прості конструкції, наприклад "ластівчин хвіст", які не потребують для обробки ніжки лопатки і пазів у диску дорогих фасонних протяжок.

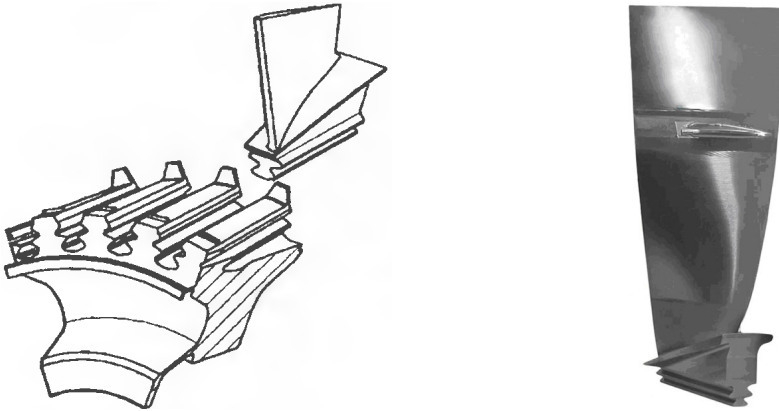


Рис. 1.13. Ялинкове кріплення компресорних лопаток

Ялинкове кріплення в компресорах можна застосовувати тільки при сталевих лопатках і дисках. При використанні ж у ролі матеріалу алюмінієвих або титанових сплавів можливі поломки з'єднання внаслідок недостатньої пластичності даних сплавів і викришування зубів.

1.2. Напрямні лопатки осьових компресорів

Напрямні лопатки осьових компресорів утворюють у загальному випадку дифузорні канали (див. рис. 1.1), які призначені:

- для зменшення швидкості руху та збільшення тиску повітря (тобто для перетворення кінетичної енергії потоку в потенціальну);

- для перенаправлення повітря під заданим кутом у робочі канали наступного ступеня.

Перед першим ступенем компресора встановлюється **вхідний напрямний апарат (ВНА)**, який забезпечує первинне закручення повітря. На виході з компресора розташовується **спрямний апарат**, призначений для розкручення потоку та його осьового руху за компресором.

Напрямні лопатки виготовляються точним штампуванням, прецизійним литтям або з катаної профільованої стрічки. Профільна частина таких лопаток не потребує механічної обробки, а лише полірується і піддається антикорозійній обробці. Основні геометричні характеристики лопаток визначаються так само, як і для робочих лопаток, газодинамічним розрахунком.

Способи кріплення лопаток до корпусу компресора досить різноманітні. Розрізняють одноопорне (консольне) кріплення лопаток без внутрішньої бандажної стрічки і двоопорне (з внутрішнім бандажем).

Напрявні лопатки можуть кріпитися безпосередньо до корпусу компресора або в кільцях (півкільцях) – бандажах, які утворюють напрямні апарати рамного типу.

За конструктивним виконанням напрямні апарати (НА) бувають розбірними та нерозбірними (зварними, клепаними).

При консольному кріпленні (рис. 1.14) поперечні перерізи лопаток за умовами міцності і вібростійкості повинні бути більшими, ніж у лопаток двостороннього кріплення. Консольне кріплення застосовують рідко, оскільки при ньому відбуваються значні перетікання повітря через зазор між торцями лопаток і ротором, що погіршує ККД компресора. Зменшення перетікання досягається зменшенням радіального зазору. Однак цілий ряд факторів (биття ротора тощо) не дозволяє скоротити зазор до прийнятної величини.

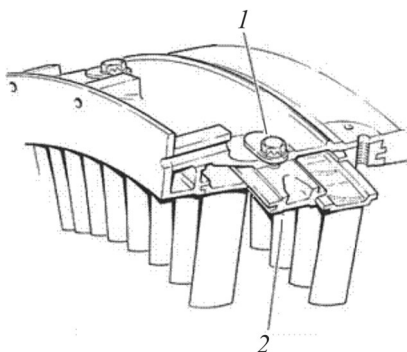


Рис. 1.14. Консольне кріплення напрямних лопаток [35, с. 28]:
1 – кріпильний гвинт; 2 – бандажне кільце напрямних лопаток

На рис. 1.15, *а* показана конструкція, в якій лопатки закріплені консольно у зовнішньому бандажі, що, у свою чергу, кріпиться до корпусу за допомогою трактових кілець (див. також рис. 1.14). Таке кріплення полегшує збирання, але дещо підвищує масу компресора.

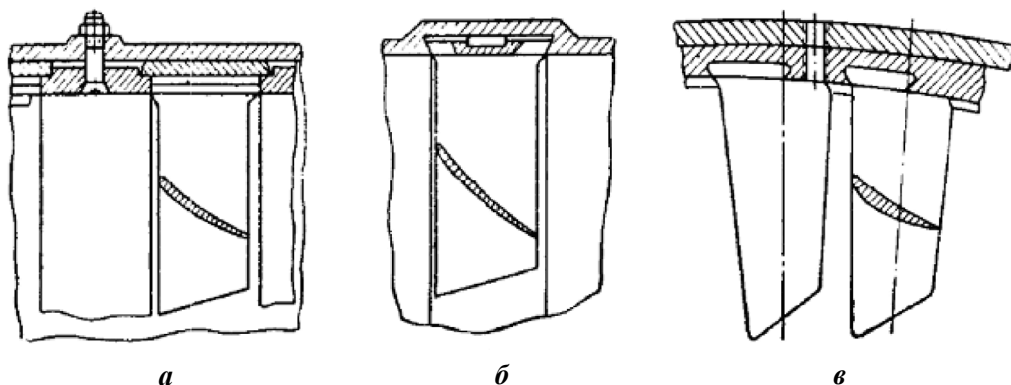


Рис. 1.15. Варіанти консольного кріплення напрямних лопаток

На рис. 1.15,б показана конструкція, в якій лопатки кріпляться безпосередньо до корпусу компресора в кільцевих трапецієподібних пазах (аналогічно коловому кріпленню робочих лопаток). Для полегшення збирання паз під лопатки виконано більш глибоким, що дозволяє вільно вводити лопатки і закріплювати їх потім за допомогою відтискних клинів.

Консольне кріплення лопаток можливе і в сталевих кільцях або півкільцях з поздовжніми трапецієподібними пазами (аналогічно осьовому кріпленню робочих лопаток). Кожне кільце кріпиться до корпусу гвинтами (див. рис. 1.15,в).

На рис. 1.16 показано кріплення напрямних лопаток 17-ступінчастого однокаскадного компресора турбореактивного двигуна (ТРД) J79 компанії "General Electric Co.", на рис. 1.17 – кріплення напрямних лопаток 10-ступінчастого однокаскадного компресора турбовального двигуна (ТВд) T58 тієї ж компанії.

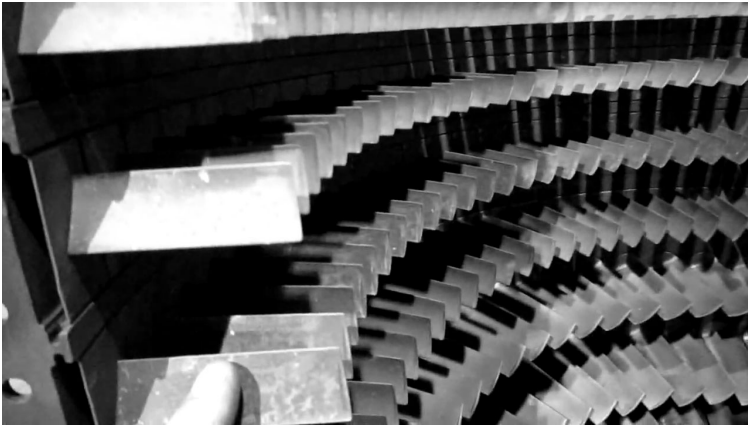


Рис. 1.16. Кріплення напрямних лопаток 17-ступінчастого однокаскадного компресора турбореактивного двигуна J79 компанії "General Electric Co."



Рис. 1.17. Направні лопатки 10-ступінчастого однокаскадного компресора турбовального двигуна T58 компанії "General Electric Co."

Двоопорне кріплення (рис. 1.18) лопаток дозволяє досягти більш високого ККД компресора. Напрямні апарати такого кріплення можуть бути двох типів:
 із жорстким кріпленням лопаток до обох бандажів;
 із жорстким кріпленням лопаток до одного, звичайно зовнішнього, бандажа і вільним кріпленням, яке допускає радіальне переміщення лопатки, до іншого бандажа.

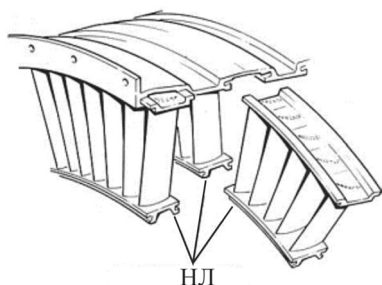


Рис. 1.18. Двоопорне кріплення напрямних лопаток [35, с. 28]:

НЛ – напрямні лопатки
 з бандажними кільцями

Жорстке кріплення застосовується в напрямних апаратах, виготовлених зі сталі зварюванням, при порівняно коротких лопатках, де термічні напруження, зумовлені нерівномірним нагріванням деталей, невеликі (рис. 1.19,а).

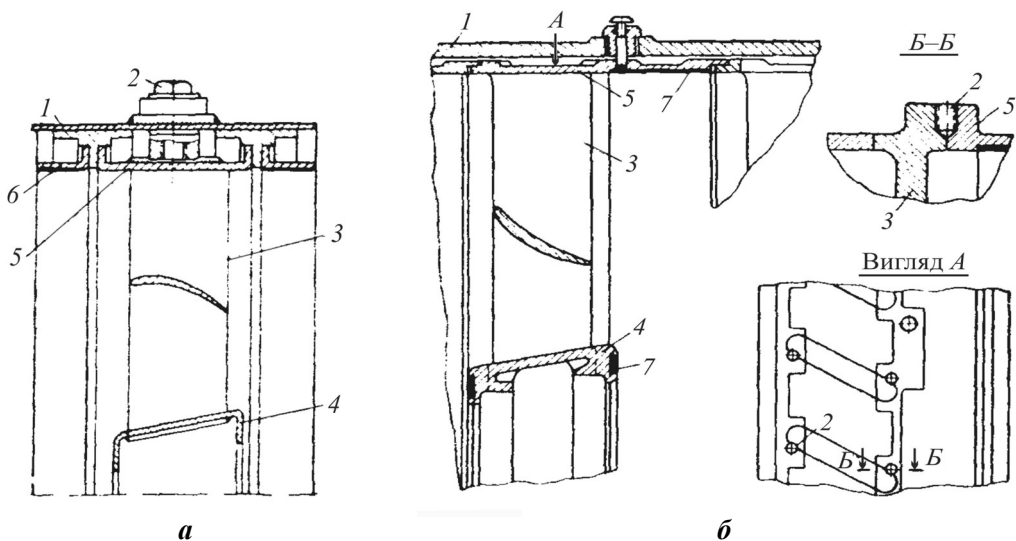


Рис. 1.19. Напрямні лопатки з двоопорним кріпленням:

а – приварні лопатки; **б** – кріплення лопаток у зовнішньому бандажі;

1 – корпус; 2 – гвинти; 3 – лопатка; 4, 5 – бандаж; 6 – трактове кільце; 7 – спеціальний шар

У конструкції апарата другого типу (див. рис. 1.19,б) лопатка запресована в радіальне гніздо зовнішнього бандажа і додатково закріплена двома гвинтами. У радіальне гніздо внутрішнього бандажа лопатка входить з деяким зазором. Таке кріплення є більш складним, але усуває появу деформацій внаслідок термічних напружень.

При роз'ємному корпусі компресора бандажі виконуються роз'ємними – з двох половин, кожна з яких самостійно кріпиться в корпусі за допомогою радіальних штифтів або гвинтів.

На рис. 1.20 показаний напрямний апарат компресора низького тиску двигуна ДИ59 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект". На одному кінці лопатка 2 має полицю, яка фіксує її в певному положенні у зовнішньому бандажному кільці 1, на іншому – циліндричну цапфу для кріплення лопатки у внутрішньому бандажі 4 (див. також рис. 1.21). У внутрішніх кільцях зроблені проточки, в які набираються мідно-графітні вставки 3. Останні в поєднанні з лабіринтами, виконаними на дисках ротора, утворюють ущільнення, що перешкоджають перетіканню повітря між ступенями компресора. Напрямний апарат кріпиться гвинтами всередині корпусу в циліндричних проточках.

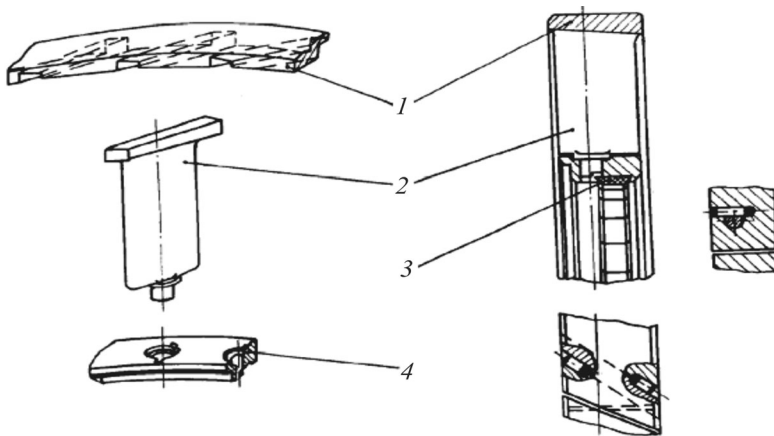


Рис. 1.20. Напрямний апарат компресора низького тиску двигуна ДИ59 [18, с. 40]



Рис. 1.21. Напрямні лопатки осевого компресора

Таке кріплення забезпечує можливість легкого зняття і заміни лопаток. Однак конструкція напрямного апарата ускладнюється, його маса зростає.

На рис. 1.22 показаний напрямний апарат компресора низького тиску (КНТ) двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект". Він складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 4 бандажних кілець та розташованих між ними напрямних лопаток 2. У зовнішньому кільці виконані пази типу "ластівчин хвіст", куди заводяться своїми верхніми полицями напрямні лопатки. Внутрішнє кільце має просічки, в які входять кінці лопаток. Виступні частини цих кінців із внутрішньої сторони кільця розклепуються. У внутрішньому кільці виконаний кільцевий паз, в який встановлені мідно-графітні вставки 3.

Вони в поєднанні з лабіринтами, виконаними на дисках ротора, утворюють ущільнення проточної частини двигуна. Напрямний апарат розрізаний по горизонталі на дві частини, кожна з яких кріпиться до своєї половини корпусу КНТ.

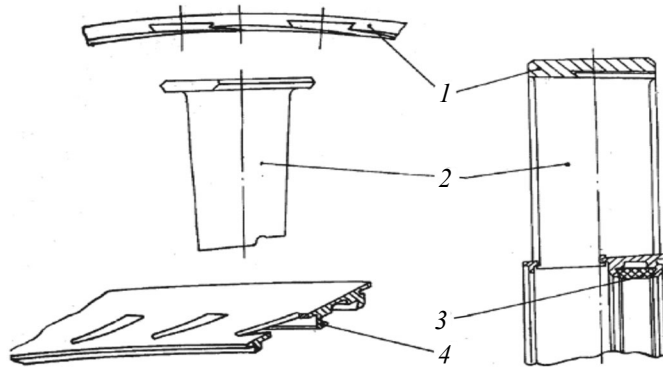


Рис. 1.22. Напрямний апарат компресора низького тиску двигуна Д050 [22, с. 13]

Лопатки прямого апарата останнього ступеня іноді виконують роль спиць (як у велосипедному колесі), які з'єднують у силову раму задній корпус компресора. Подібне кріплення прямого апарата останнього ступеня показане на рис. 1.23. Лопатка 2 своєю цапфою з різьбовим хвостовиком кріпиться до внутрішнього кільця 3, а зовнішньою полицею входить у бандаж 1 з натягом і фіксується радіальним штифтом, який встановлений з натягом у бандажі і полиці лопатки. Конічні стінки (підкоси) 4 утворюють жорстку ферму для кріплення корпусу підшипника 5.

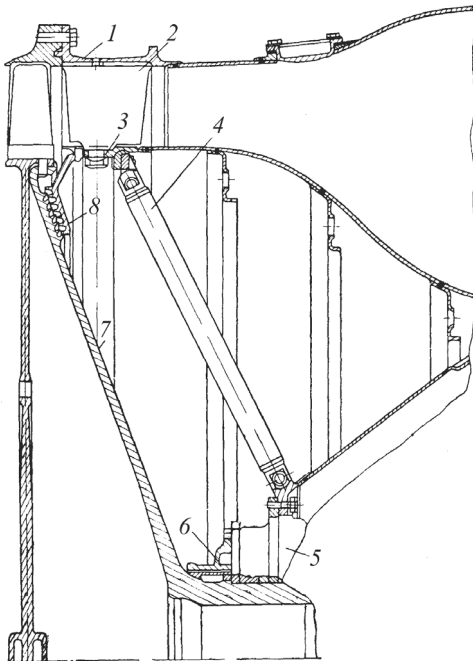


Рис. 1.23. Задній корпус компресора із включенням останнього ряду напрямних лопаток у силову схему двигуна [17, с.137]:

- 1 – зовнішнє силове кільце (бандаж);
- 2 – напрямна лопатка; 3 – внутрішнє силове кільце; 4 – підкіс; 5 – корпус підшипника;
- 6 – лабіринтове ущільнення підшипника;
- 7 – задня цапфа компресора; 8 – лабіринтове ущільнення розвантажувальної порожнини

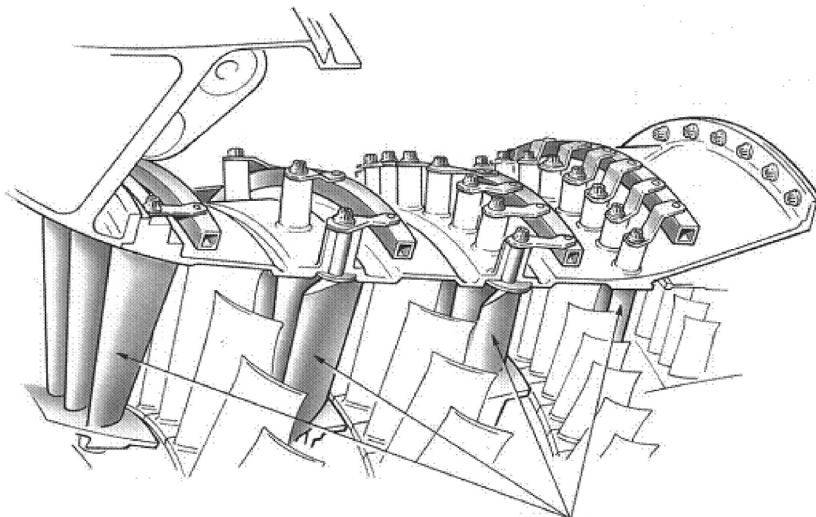
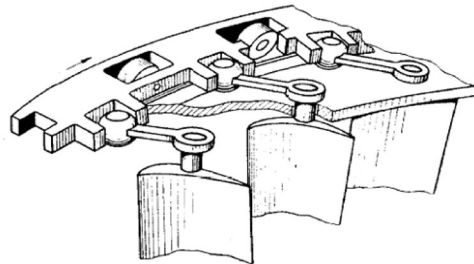
При великому закрученні потоку повітря в робочих каналах останнього ступеня після напрямного апарата іноді встановлюють додатковий ряд нерухомих спрямних лопаток (**спрямний апарат**), який забезпечує осьовий вихід потоку повітря у дифузор.

З метою зменшення втрат, зумовлених несприятливими кутами атаки лопаток при знижених витратах повітря на часткових режимах роботи, і запобігання помпажу лопатки вхідного напрямного апарата і напрямних апаратів перших ступенів компресора часто виконують **поворотними**.

Завдяки встановленню поворотних лопаток є можливим застосування однокаскадного компресора з високою мірою підвищення тиску і хорошими експлуатаційними характеристиками.

Поворотні лопатки напрямних апаратів (рис. 1.24 та 1.25) виготовляють з нержавіючої сталі або алюмінієвого сплаву. Їх передня кромка може обігріватися гарячим повітрям, яке відбирають за одним із ступенів компресора. Цапфи лопаток розміщують у підшипниках. На цапфи з алюмінієвих сплавів напресовують сталеві втулки з циліндричною або бочкоподібною зовнішньою поверхнею. Останні усувають можливість заїдання лопатки у разі деформації корпусу.

Рис. 1.24. Поворотні напрямні лопатки компресора



Поворотні напрямні лопатки

Рис. 1.25. Компресор авіаційного двигуна з поворотними вхідним і першими трьома напрямними апаратами [35, с. 29]

Одночасний поворот усіх лопаток здійснюється або за допомогою сталевого поворотного кільця, яке розташоване зовні корпусу і своїми вирізами (вилками) з'єднане з важелями, закріпленими на верхніх цапфах лопаток (як на рис. 1.24 та 1.25), або за допомогою зубчастого колеса, яке з'єднане з зубчастими секторами, закріпленими на нижніх цапфах лопаток. В обох випадках керування поворотом лопаток здійснюється за допомогою силових циліндрів.

На рис. 1.26–1.29 показана конструкція 17-ступінчастого осьового компресора турбореактивного двигуна J79 компанії "General Electric Co." (він же після конвертації – судновий двигун LM1500), вхідний напрямний апарат і перші шість ступенів якого оснащені поворотними напрямними лопатками.

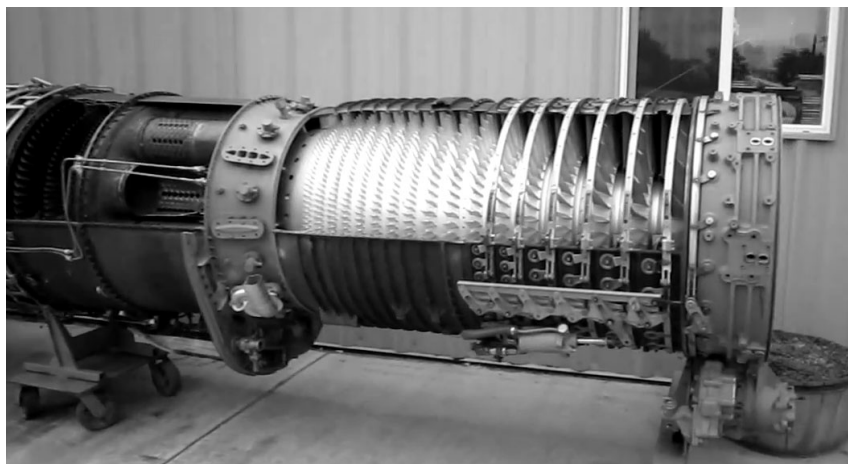


Рис. 1.26. Двигун J79 компанії "General Electric Co." з 17-ступінчастим осьовим компресором, який оснащений поворотним вхідним напрямним апаратом і поворотними апаратами перших шести ступенів



Рис. 1.27. Компресорна частина двигуна J79



Рис. 1.28. Лопатки вхідного напрямного апарата двигуна J79

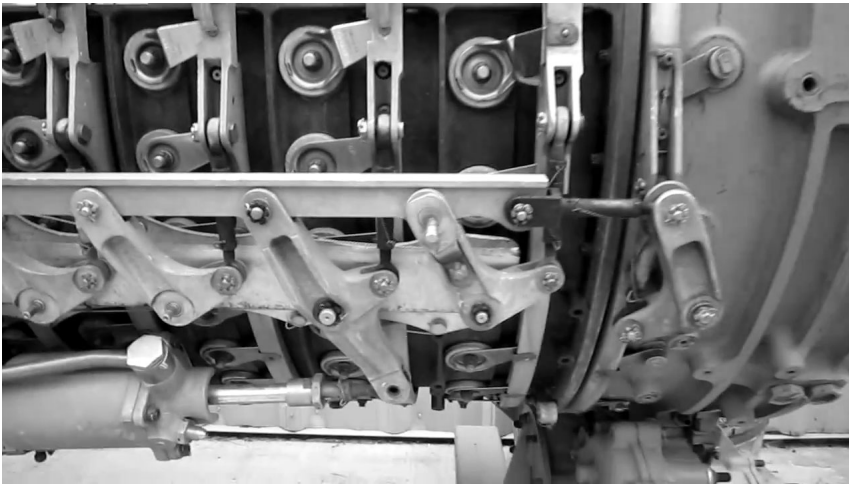


Рис. 1.29. Механізм керування поворотом лопаток двигуна J79

1.3. Соплові лопатки осевих турбін

Соплові лопатки газових турбін, розміщені на бандажних кільцях, утворюють кільцеву решітку (**сопловий апарат – СА**), в якій відбувається перетворення потенціальної енергії газу в кінетичну енергію, тобто прискорення потоку (рис. 1.30 та 1.31). Внутрішнє і зовнішнє бандажні кільця обмежують кільцевий канал проточної частини турбіни. У деяких конструкціях роль зовнішнього бандажного кільця виконує корпус турбіни.

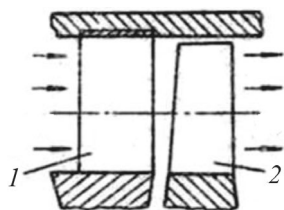


Рис. 1.30. Схема турбінного ступеня:
1 – соплові лопатки; 2 – робочі лопатки

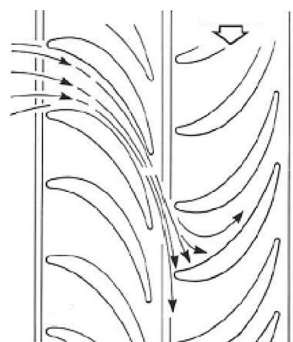


Рис. 1.31. Розгортка перерізів соплових і робочих лопаток

Соплові лопатки першого ступеня виконуються ширшими, а наступні робляться вже з метою зменшення осьових розмірів і маси турбіни. Лопатки закручуються по довжині і мають постійні або змінні по довжині профіль і хорду (рис. 1.32 та 1.33). У соплових лопатках з хордою, яка збільшується до периферії, відносний крок решітки по всій довжині лопатки ближчий до оптимального значення.



Рис. 1.32. Соплова лопатка двигуна ГТК-10-4 компанії ЗАО "Невский завод"



Рис. 1.33. Соплова лопатка двигуна ГТЭ-45-3 компанії ВАТ "Турбоатом"

Конструкція соплових лопаток залежить від способу їх кріплення та виготовлення. Лопатки можуть бути з полицями, цапфами, вушками і т. п., суцільними або порожнистими (рис. 1.34).

Соплові лопатки сприймають значно менші механічні навантаження в порівнянні з робочими лопатками, але зазнають дії високих температурних напружень, зумовлених нерівномірністю нагріву. При пуску газотурбінного двигуна (ГТД) і при швидких скиданнях навантаження лопатки сприймають значні напруження, пов'язані з різкою зміною температури вхідних кромek і більшою тепловою інерцією масивної середньої частини. Дана різниця температур навіть при порівняно невеликому числі циклів теплозмін може

призвести до втомного руйнування лопаток. Застосування порожнистих лопаток зводить цю різницю до мінімуму. Крім того, наявність порожнини в лопатках створює можливість їх охолодження, а також зменшує їх масу і скорочує витрату металу. Однак порожнисті лопатки мають велику товщину профілю і вихідних кромки, що дещо погіршує їх газодинамічні якості.

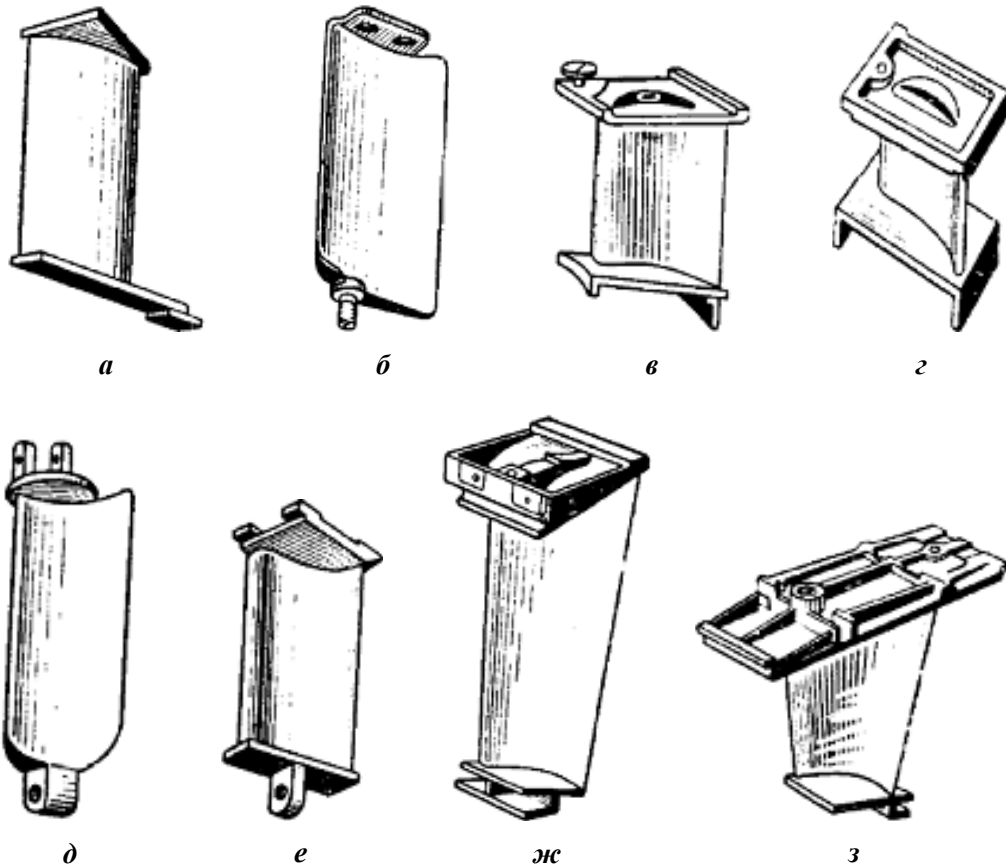


Рис. 1.34. Соплові лопатки:
а–г – першого ступеня; д–з – наступних ступенів

Для підвищення жароміцності і жаростійкості лопаток при їх виготовленні застосовують технологічні процеси, які не дають залишкових розтягувальних деформацій (наприклад, фрезерування протяжкою, електромеханічна обробка, електрополірування та ін.).

З ливарних сплавів соплові лопатки виготовляються точним литтям за виплавлюваними моделями. Литтям виготовляються як суцільні, так і порожнисті охолоджувані лопатки.

В охолоджуваних литих лопатках охолоджувач (найчастіше – компресорне повітря) виходить або через щілинні отвори з боку коритця поблизу задньої кромки (що дозволяє зберегти вихідні кромки тонкими), або через щілинні отвори у вихідній кромці.

На рис. 1.35 показаний литий трилопатковий пакет охолоджуваного соплового апарата виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект", а також ливарний стрижень і пристрій для виготовлення цього стрижня.

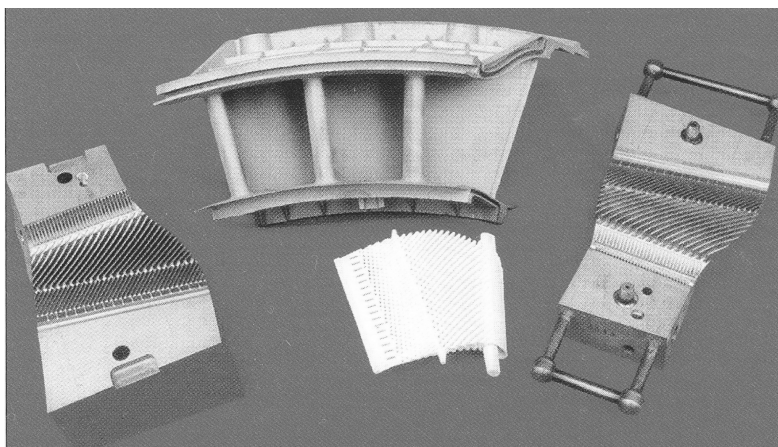


Рис. 1.35. Охолоджуваний сопловий апарат, його ливарний стрижень і пристрій для виготовлення цього стрижня [16, с. 19]

Порожнисті соплові лопатки виготовляються також з деформованих сплавів гнучким штампуванням листів з подальшим зварюванням по вихідній кромці. При цьому значно знижується витрата матеріалу, зменшуються трудомісткість виготовлення і вартість лопатки. Порівняно з суцільними лопатками така лопатка має в 3...4 рази більшу термостійкість, а також більш високу надійність і ресурс.

У вхідних кромках соплових лопаток для здійснення регулювання газотурбінного двигуна за температурою газу можуть монтуватися термопари.

Соплові лопатки через значні температурні деформації, як правило, не включають у силовий зв'язок корпусу турбіни з корпусом підшипників. Для цього використовуються інші елементи (стояки, шпильки, спиці і т. п.).

Лопатки соплових апаратів можуть мати одноопорне (консольне) або двоопорне кріплення.

Консольне кріплення, при якому навантаження лопаток передаються тільки на одне бандажне кільце (звичайно зовнішнє, жорстко зв'язане з корпусом двигуна), іноді застосовується в соплових апаратах останніх ступенів. На рис. 1.36 лопатки консольно закріплені в розрізних сегментних вставках Т-подібними полицями однакового профілю (аналогічно коловому кріпленню робочих лопаток). Між полицями передбачений зазор 0,2 мм для компенсації розширень. Кінцеві лопатки кожного сегмента фіксовані радіальними штифтами 3.

У разі **двоопорного кріплення** (рис. 1.37) зусилля з лопатки передаються як на зовнішнє бандажне кільце, так і на внутрішнє. Двоопорне кріплення лопаток широко застосовується в соплових апаратах усіх ступенів, де бандажні кільця жорстко кріпляться до відповідних силових елементів корпусу.

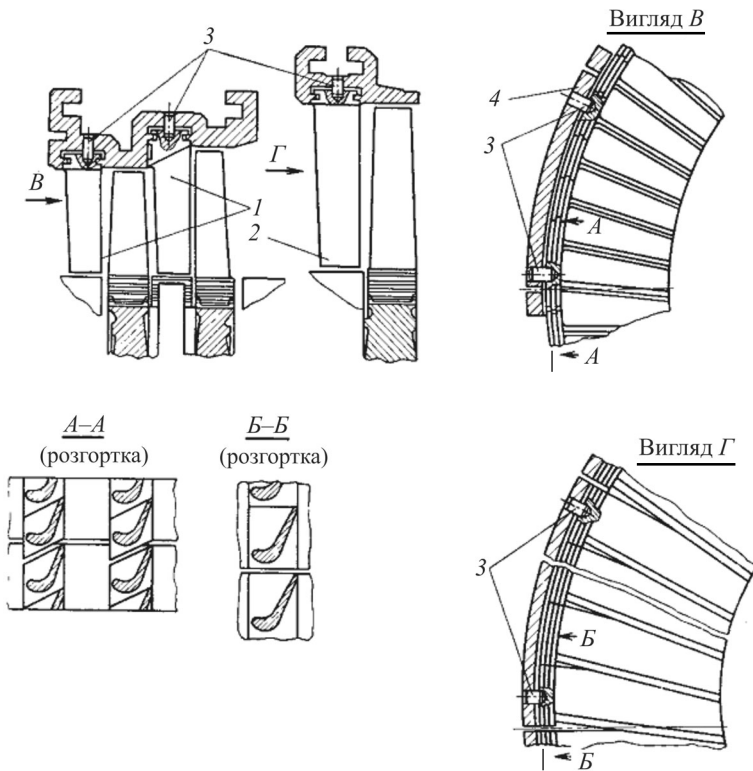
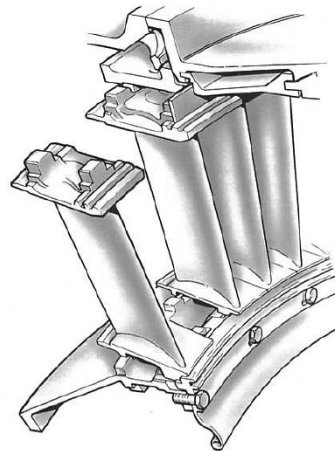


Рис. 1.36. Соплові лопатки двигуна ГТ-700-5
компанії ЗАО "Невский завод" [33, с. 248]:

1 – лопатки турбіни високого тиску; 2 – лопатки турбіни низького тиску;
3 – штифт; 4 – сегментна вставка

Рис. 1.37. Сопловий апарат із двоопорним
кріпленням лопаток [35, с. 52]



Двоопорне і консольне кріплення лопаток виконуються у вигляді нерозбірного або розбірного з'єднання. Відповідно соплові апарати поділяються на нерозбірні і розбірні.

Соплові апарати з нерозбірним кріпленням можуть виготовлятися: литими, зварними і з приклепанними лопатками.

Для виготовлення литих соплових апаратів застосовують метод точного лиття. Лопатки й ободи виливають звичайно як одне ціле, секціями по 2...4 лопатки в кожній (рис. 1.38) або ж у вигляді загальної виливки. В останньому випадку для зменшення термічних напружень внутрішній бандаж розрізається в проміжках між лопатками в декількох місцях. Перевагою подібної конструкції є значна жорсткість. До недоліків її належать: труднощі шліфування лопаток та отримання високої якості обробки поверхонь; наявність термічних напружень в елементах конструкції; труднощі ремонту.



Рис. 1.38. Литі соплові апарати

У зварних соплових апаратах лопатки приварені до обох бандажів, один з яких має розрізи, або до одного з бандажів, утворюючи з іншим рухомі з'єднання. Така конструкція проста, проте у виготовленні вона дуже трудомістка внаслідок приварювання великого числа лопаток. Разом з тим при такому кріпленні лопаток утруднюється їх точне встановлення перед виконанням приварки і, крім того, в процесі зварювання можливі викривлення лопаток та порушення форми проточної частини. Тому приварювання лопаток доводиться виконувати в спеціальних пристроях. Заміна дефектних лопаток повністю виключається.

Більш простим у технологічному відношенні є кріплення лопаток до бандажа способом клепаання. Лопатки мають виступи, які після закладення у відповідні пази бандажів розклепуються.

Основною перевагою нерозбірного кріплення є порівняно мале число технологічних операцій з механічної обробки деталей кріплення. До недоліків слід віднести труднощі заміни дефектних лопаток при ремонті.

Розбірні соплові апарати з двоопорним кріпленням виконуються або з жорстким кріпленням лопаток в одному з бандажних кілець і рухомим в іншому, або з рухомими кріпленнями в обох бандажних кільцях.

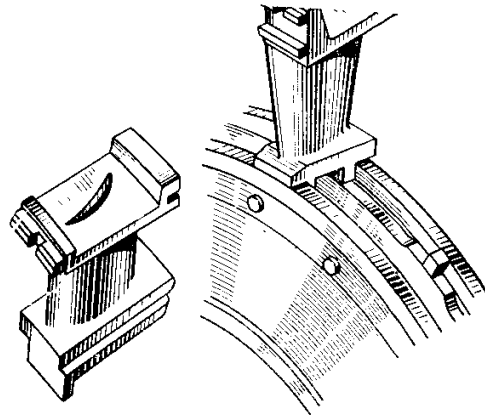
Жорстке кріплення лопаток (рис. 1.39) звичайно виконується в зовнішньому бандажному кільці або корпусі турбіни:

гвинтами, які пропускаються через полицю лопатки;

за допомогою полиці, яка передньою та задньою кромками входить у проточки розбірного бандажного кільця і фіксується щодо корпусу радіальним штифтом;

за допомогою вушка на полиці лопатки, через яке лопатка кріпиться до фланця корпусу турбіни.

Рис. 1.39. Соплова лопатка двигуна CS600 компанії "Centrax Ltd." [33, с. 249]



При рухомих опорах в обох бандажних кільцях (плаваючі лопатки) колова та осьова фіксації лопаток можуть здійснюватися різними способами, наприклад:

за допомогою башмаків (рис. 1.40,*а*), які кріпляться радіальними гвинтами до корпусу соплового апарата; кожен з башмаків має зрізи, що відповідають, з одного боку, профілю спинки, а з іншого – профілю коритця; таким чином, два сусідні башмаки утворюють виріз, що має форму профілю лопатки і в який лопатка встановлюється одним кінцем; інший її кінець закріплюється в аналогічний виріз, утворений башмаками з протилежного боку;

за допомогою спеціальних просічок, які мають форму профілю лопаток і виконані у зовнішньому та внутрішньому бандажних кільцях (див. рис. 1.40,*б*);

за допомогою косих пазів у зовнішньому і внутрішньому корпусах соплового апарата, в які лопатки входять своїми полицями (див. рис. 1.40,*в*) з радіальним зазором, що забезпечує свободу температурного розширення лопаток.

Радіальна фіксація плаваючих лопаток здійснюється такими способами:

упором лопатки в стінку корпусу (див. рис. 1.40,*а*);

за допомогою фіксуючого кільця, виступ якого входить у спеціальні вирізи в лопатках, фіксуючи їх усі одночасно (див. рис. 1.40,*з*);

за допомогою манжет, приварених до бандажного кільця, і шплінтів, які вставляються в отвори в манжетах і лопатках (див. рис. 1.40,*б*).

На рис. 1.41 зображена конструкція охолоджуваного соплового апарата першого ступеня суднового двигуна ДИ59 підприємства ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект" з плаваючою посадкою лопаток. Сопловий апарат складається з силового *11*, зовнішнього *2* та внутрішнього *6* корпусів, соплових лопаток *23*,

зовнішніх 15 і внутрішніх 5 башмаків, екрана 10, спиць 3, силового кільця 14 та вставки 13.

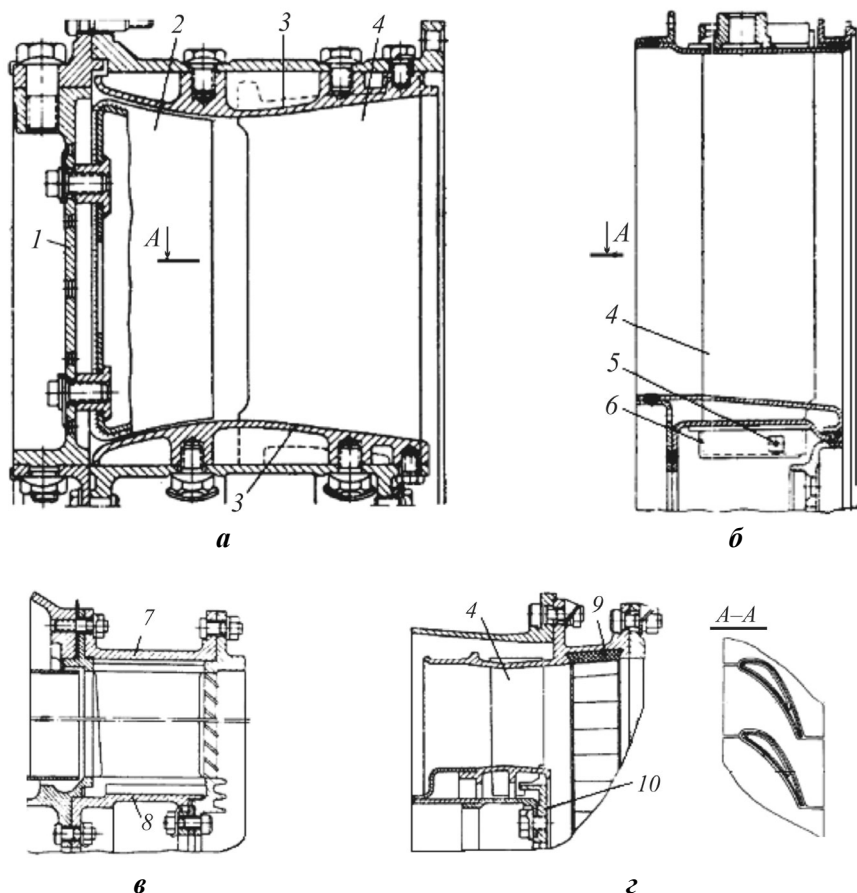


Рис. 1.40. Розбірні соплові апарати з двоопорним кріпленням лопаток:

1 – силовий стояк; 2 – обтічник; 3 – башмаки; 4 – соплова лопатка; 5 – шплінт; 6 – манжета; 7 – зовнішній корпус; 8 – внутрішній корпус; 9 – графіто-нікелева вставка; 10 – фіксуюче кільце

Силовий корпус 11 кріпиться переднім фланцем спільно з зовнішнім корпусом 2 до кожуха камери згоряння (КЗ), а заднім – до корпусу соплового апарата другого ступеня. Зовнішній корпус 2 кріпиться до силового корпусу 11 гвинтами 1.

У передній частині зовнішнього корпусу 2 є кільцева проточка, в яку входять передніми виступами зовнішні башмаки 15.

Башмаки по торцях з'єднань утворюють профільні гнізда, в які вставляються соплові лопатки 23 з зазором за профілем, що забезпечує вільне переміщення в радіальному напрямку. В середину лопатки вставлений дефлектор 16 (тонка перфорована пластина, призначена для рівномірного розподілу охолоджуючого повітря на внутрішній поверхні лопатки), який притискається своїми виступами до стінки лопатки.

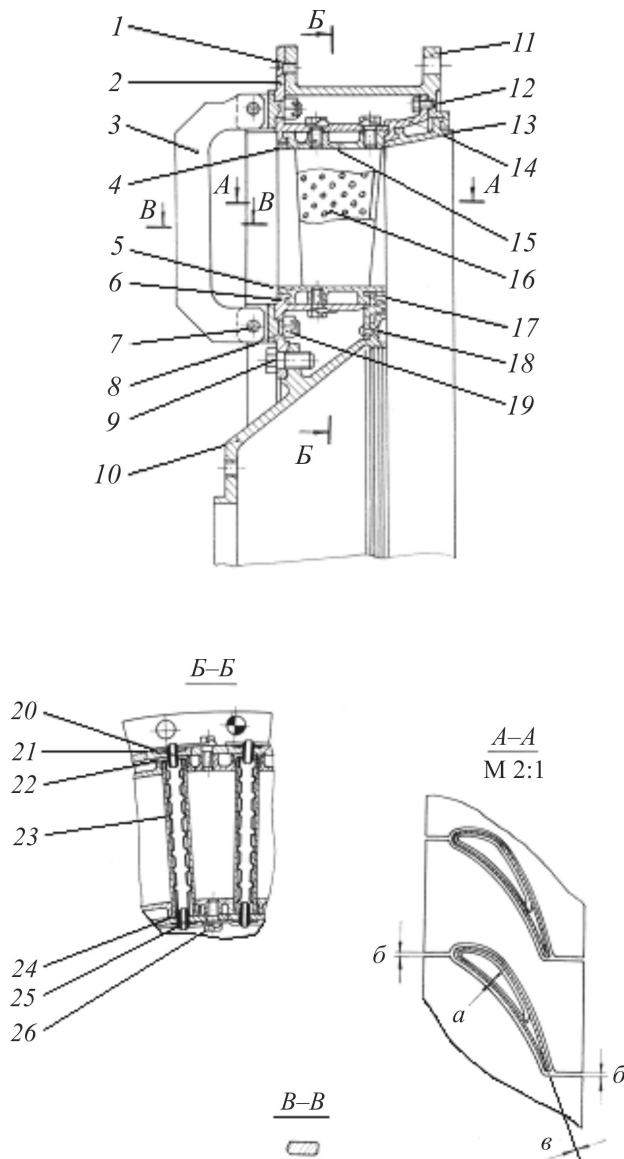


Рис. 1.41. Сопловий апарат 1-го ступеня двигуна ДИ59 [18, с. 48–49]:

- a, в* – зазори для проходження охолоджуючого повітря;
б – зазори для теплового розширення; 1, 4, 9, 12, 26 – гвинти; 2 – зовнішній корпус;
 3 – спиця; 5 – внутрішній башмак; 6 – внутрішній корпус; 7 – палець;
 8 – вушко; 10 – екран; 11 – силовий корпус; 13 – вставка; 14 – силове кільце;
 15 – зовнішній башмак; 16 – дефлектор; 17 – кільце екрана; 18 – заклепка; 19 – гайка;
 20 – замок; 21, 25 – втулки; 22, 24 – денця;
 23 – соплова лопатка

На вихідній кромці лопатки виконані щілини для виходу охолоджуючого повітря. Між дефлектором і внутрішньою поверхнею лопатки утворюється

зазор *a*, через який проходить повітря, що охолоджує лопатку. З торців до лопатки приварені денця 22 і 24, що закривають внутрішню порожнину лопатки. У денцях є отвори, в які вставляються втулки 21 і 25.

Через отвори у втулці 25 з порожнини, утвореної екраном 10 і внутрішнім корпусом 6, а також через отвори у втулці 21 з порожнини, утвореної силовим корпусом 11 і зовнішнім корпусом 2, повітря надходить у внутрішню порожнину дефлектора, звідки через отвори у вихідній кромці дефлектора подається в зазор *a* між стінкою лопатки і дефлектором. Потім охолоджуюче повітря огинає дефлектор проти годинникової стрілки і через щілини *b* у вихідній кромці лопатки виходить у проточну частину.

Зазори *b* між башмаками 5 та 15 призначені для можливості теплових розширень.

Розбірні соплові апарати мають такі переваги:

можливість доброї обробки поверхні лопаток та отримання профілю високої точності;

менші термічні напруження, які виникають унаслідок відмінності температур лопаток і бандажів;

можливість швидкої заміни пошкодженої лопатки при ремонті.

Унаслідок цього розбірні соплові апарати набули в даний час найбільшого поширення.

Необхідно відзначити, що соплові апарати з консольним кріпленням звичайно виконуються з жорстким кріпленням лопаток до корпусу турбіни (або до зовнішнього бандажного кільця), наприклад, шовним зварюванням. Розбірні соплові апарати з консольним кріпленням лопаток, у порівнянні з нерозбірними, складніші у виробництві, дорожчі і важчі.

Кріплення соплового апарата сприймає і передає скручувальний момент, що виникає на сопловому апараті, осьові зусилля, які виникають унаслідок різниці тисків до і після апарата, і прискорення потоку газів, а також масу та інерційні сили маси соплового апарата.

Соплові апарати кріпляться до корпусів соплових апаратів, які в свою чергу закріплюються на силових елементах корпусу двигуна.

Застосування **соплових апаратів діафрагмової конструкції** (рис. 1.42) дозволяє значною мірою зменшити втрати, пов'язані з перетіканнями робочого тіла між ступенями, завдяки можливості встановлення ущільнення на досить малому діаметрі.

Для забезпечення більш високого ККД турбіни на часткових режимах роботи в деяких конструкціях газотурбінних двигунів передбачається можливість **зміни кутового положення лопаток у сопловому апараті** за певною програмою. Прикладом може бути поворотний сопловий апарат газової турбіни автомобільного двигуна фірми "Crysler Corp." (рис. 1.43).

Рис. 1.42. Ступінь турбіни з сопловим апаратом діафрагмового типу

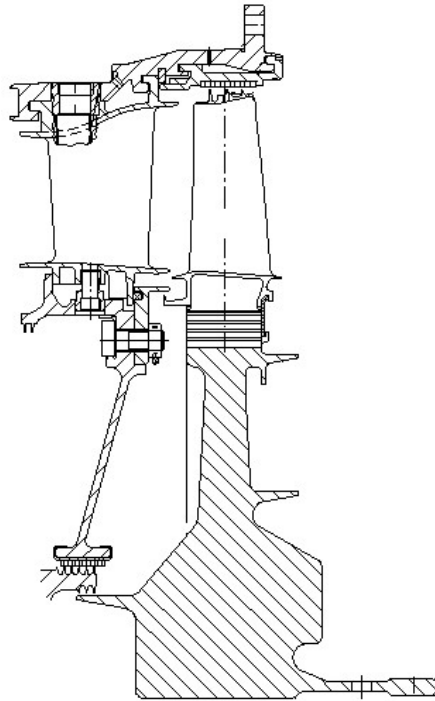
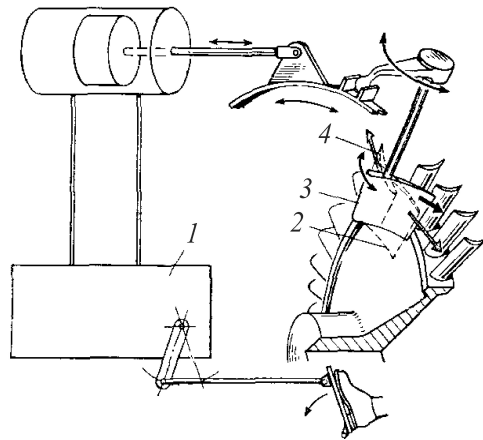


Рис. 1.43. Поворотний сопловий апарат газової турбіни автомобільного двигуна:

- 1 – система регулювання; 2 – положення лопаток на малих навантаженнях;
3 – положення лопаток у режимі повної потужності; 4 – положення лопаток при гальмуванні двигуном



1.4. Робочі лопатки осьових турбін

Робочі лопатки утворюють у загальному випадку конфузорні канали (див. рис. 1.31), в яких відбувається перетворення кінетичної енергії газу в механічну роботу.

Через різні кути набігання потоку на профіль лопатки за її довжиною робочі лопатки виконують **закрученими**, тобто вони мають різну за довжиною орієнтацію профілю щодо набігаючого потоку (рис. 1.44). Закручення



Рис. 1.44. Закручена робоча лопатка [35, с. 51]

лопаток зростає зі збільшенням їх довжини. З цієї причини найсильніше закручені лопатки останніх турбінних ступенів (як найбільш довгі).

Робочі лопатки сприймають значні відцентрові і згинальні зусилля, а також схильні до вібраційних навантажень різної природи. Для зниження маси лопаток, напружень розтягу і навантажень на ротор робочі лопатки виконують з хордою і товщиною, які зменшуються за довжиною, так що площа периферійного перерізу може бути в 3...5 разів меншою від площі кореневого перерізу [17, с. 177]. При цьому жорсткість профільної частини повинна бути достатньою, щоб зберегти

кути встановлення профілів у найбільш важких умовах роботи лопатки.

Робочі турбінні лопатки в порівнянні з компресорними працюють при вищих температурах, сприймають значні статичні, вібраційні і температурні напруження. Вони зазнають одночасно корозійної та ерозійної дії газів. Ураховуючи важкі умови роботи та їх роль у двигуні (надійність і ресурс лопаток багато в чому визначають надійність і ресурс усього двигуна), до конструктивних форм лопаток і способів їх кріплення в диску, до їх матеріалів та технології виготовлення ставлять особливо жорсткі вимоги.

Робочі лопатки турбін мають ті ж конструктивні елементи, що і лопатки компресорів, але геометричні форми та пропорції їх інші. Для робочих лопаток турбін характерні більш товсті й вигнуті профілі та більш розвинені перехідні частини і хвостовики. З міркувань міцності і жорсткості перо лопаток виконується з більш різким зменшенням площі поперечного перерізу від кореня до периферії.

Для зменшення втрат через перетікання крізь радіальні зазори, що є особливо важливим для коротких лопаток, робочі лопатки оснащують **бандажними полицями** (рис. 1.45, *а*–1.48). Довгі лопатки також забезпечуються бандажними полицями, але головним чином для зменшення напружень при вібрації. Лопатки з полицями мають більш товсті периферійні профілі. Після встановлення лопаток на диску полиці утворюють розрізне бандажне кільце. Між полицями в холодному стані передбачається невеликий зазор (0,15...0,25 мм). У робочому ж стані полиці стикаються одна з одною, при цьому перо кожної лопатки під дією відцентрової сили дещо розкручується. Полиці стикуються між собою по косих (див. рис. 1.46 та 1.47, *а*) або прямих (див. рис. 1.47, *б*) розрізах і, враховуючи істотні теплові розширення лопаток, дуже рідко зварюються. З тих же причин вкрай рідко, головним чином у малонапружених двигунах з невисокими температурами, використовується стрічковий бандаж.

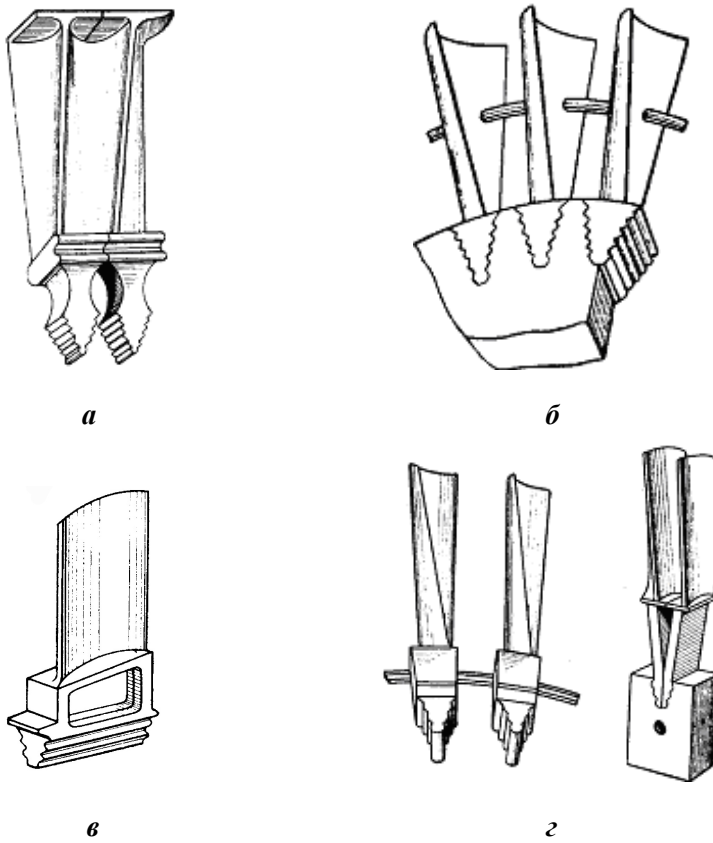


Рис. 1.45. Робочі лопатки турбін

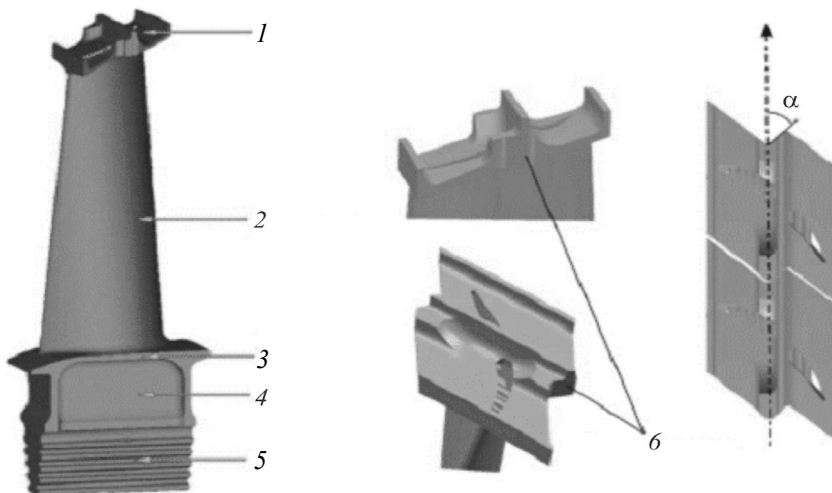


Рис. 1.46. Модель робочої лопатки з бандажною полицею:
 1 – бандажна полиця; 2 – профільна частина; 3 – нижня полиця; 4 – ніжка;
 5 – хвостовик; 6 – контактна грань; α – кут контактної грані

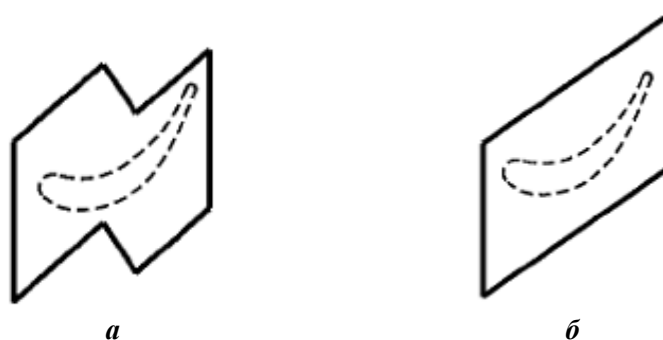


Рис. 1.47. Схема лопатки із Z-подібною (а) та беззиговою (б) бандажними полицями

На робочих лопатках, перо яких сильно закручене і в процесі роботи турбіни зазнає значної розкрутки під дією відцентрових сил, як правило, застосовуються **Z-подібні бандажні полиці** (див. рис. 1.47,а). Проте для таких полиць характерні підвищені напруження змінання на контактних поверхнях, а також наявність концентраторів напружень у радіусах "зигів". Тому для робочих лопаток, які мають відносно жорстке перо, що в незначній мірі схильне до розкрутки, більш доцільним є застосування бандажних полиць з прямими бічними торцями контактної поверхні – так званих **беззигових полиць** (див. рис. 1.47,б).

При дуже значній жорсткості пера є можливим застосування беззигової бандажної полиці з додатково встановленим спеціальним демпфером, який спирається в стиках на конусні площадки.



Рис. 1.48. Робочі лопатки з бандажними полицями (верхні дві – лопатки вентилятора)

Бандажні полиці часто оснащують **ущільнювальними гребенями** для зменшення перетікань робочого тіла. Маса бандажної полиці може становити до 20 % маси пера лопатки для першого ступеня, до 15 % для другого і до 10 % для наступних ступенів. Відцентрові сили від маси бандажних полиць надають лопатці додаткових розтягувальних навантажень.

Між пером та хвостовиком лопатки передбачають **полицю**, яка поліпшує перехід від пера до хвостовика. Сукупність цих полиць обмежує проточну частину робочого колеса.

Іноді лопатки виконуються з **подовженими хвостовиками – ніжками** (рис. 1.49). Така конструкція забезпечує надійну ізоляцію диска від гарячих газів та демпфірування коливань лопаток. При цьому обдув подовжених хвостовиків охолоджуючим повітрям помітно знижує температуру обода диска і дозволяє виконати диск більш тонким і легким.

Для зниження рівня вібрації між полицями хвостовиків іноді ставлять **коробчаті демпфери** (див. рис. 1.45,в). У деяких конструкціях з цією ж метою ставлять **бандажні трубки (або дріт)** у хвостовиках (див. рис. 1.45,з) або у профільних частинах лопаток (див. рис. 1.45,б). При постановці бандажних трубок у профільних частинах збільшуються втрати в турбінному ступені і знижується ККД турбіни.

Для поліпшення гасіння коливань лопатки з подовженими ніжками можуть установлюватися **по дві в одному пазу** (див. рис. 1.45,з та 1.50)*.

У цьому випадку сили тертя по поверхнях контакту хвостовиків, які виникають при коливаннях, демпфірують ці коливання і зменшують напруження в лопатках.

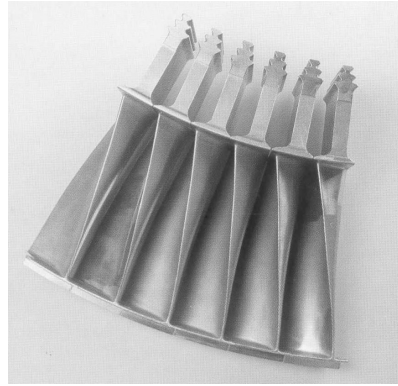


Рис. 1.49. Робочі лопатки з подовженими ніжками



Рис. 1.50. Установлення робочих лопаток по дві в одному пазу

*Таке конструктивне рішення часто застосовується компанією "General Electric Co.".

Для **виготовлення** робочих лопаток застосовують хромонікелеві сплави з добавками легуючих компонентів. Заготовки для робочих лопаток отримують звичайно штампуванням, обов'язково зберігаючи при цьому поздовжнє розташування волокон матеріалу, або ж точним литтям. При звичайному штампуванні залишають припуски на механічну обробку (фрезерування і т. д.). Точне лиття дозволяє отримати профіль пера необхідної форми та остаточний розмір з точністю до 0,1 мм. Механічна обробка пера в цьому випадку зводиться тільки до полірування.

Спрямована кристалізація і монокристалічна структура робочої лопатки (рис. 1.51), які забезпечуються при литті, дозволяють підвищити робочу температуру лопаток на 80...120 К порівняно з лопатками, що мають рівновісну структуру. При цьому температура газу перед робочою лопаткою першого ступеня на сучасних двигунах може підвищуватися до 2050 К [31, с. 3].

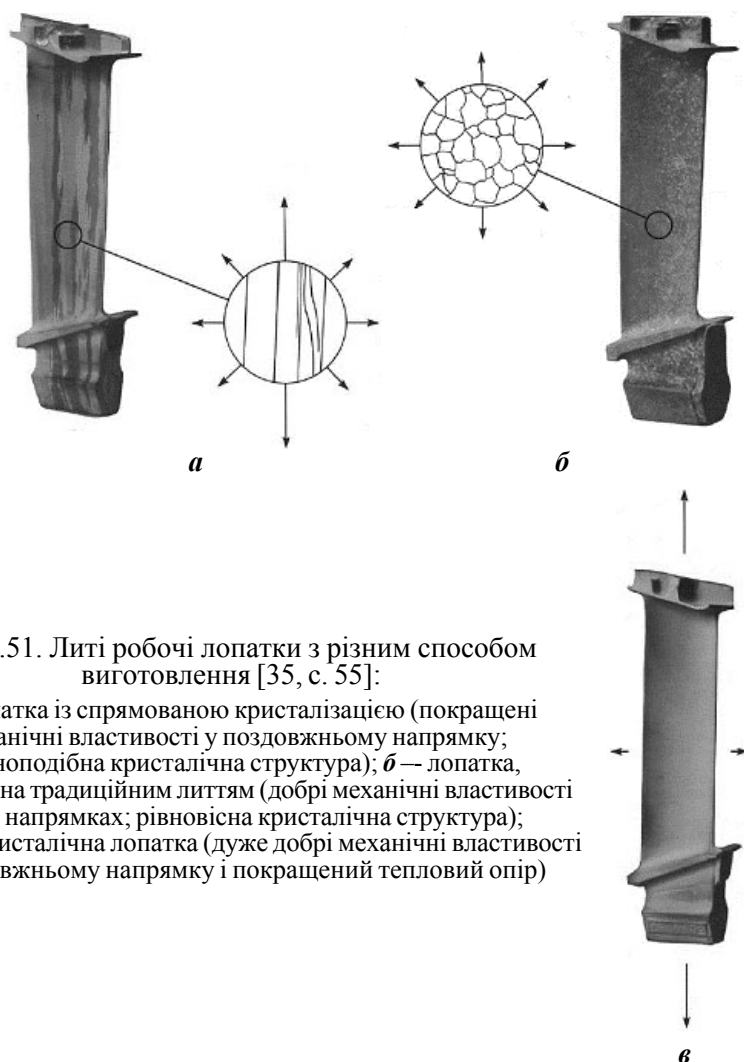


Рис. 1.51. Литі робочі лопатки з різним способом виготовлення [35, с. 55]:

- а** – лопатка із спрямованою кристалізацією (покращені механічні властивості у поздовжньому напрямку; колоноподібна кристалічна структура); **б** – лопатка, виготовлена традиційним литтям (добрі механічні властивості у всіх напрямках; рівновісна кристалічна структура); **в** – монокристалічна лопатка (дуже добрі механічні властивості у поздовжньому напрямку і покращений тепловий опір)

Перевага виробів, отриманих спрямованою кристалізацією, в порівнянні із звичайним литтям полягає у тому, що вибудовування границь зерен уздовж осі діючих напружень (спрямована структура) або усунення границь зерен (моноструктура) збільшує пластичність матеріалу при підвищених температурах, а також підвищує тривалу міцність сплавів. Управління процесом спрямованої кристалізації дозволяє задавати необхідну орієнтацію кристалічної решітки сплаву і за рахунок цього значно збільшувати опір термічній втомі, що є принципово важливим для деталей, які працюють при підвищених температурах.

Для забезпечення високого ККД турбіни лопатки піддаються у виробництві **ретельному контролю**, при якому перевіряється точність відносного розташування перерізів за довжиною лопатки і пера щодо хвостовика, а також точність самих профілів перерізів та чистота обробки лопаток.

Для полегшення процесу балансування ротора лопатки розділяють за масою і при комплектуванні підбирають таким чином, щоб відхилення в масі окремих лопаток комплекту не перевищувало 5...10 г. При цьому в протилежні пази обода встановлюють лопатки з різницею в масі не більше 1...2 г.

Лопатки піддають **контролю за частотою власних коливань**. У разі якщо величина частоти виявляється нижчою від установленого значення, з кінцевої частини пера лопатки знімають частину матеріалу або підвищують жорсткість кріплення лопатки на роторі.

Осьове кріплення лопаток газових турбін ялинковим хвостовиком знайшло в даний час повсюдне застосування (рис. 1.52 та 1.53).



Рис. 1.52. Робочі лопатки з ялинковим хвостовиком

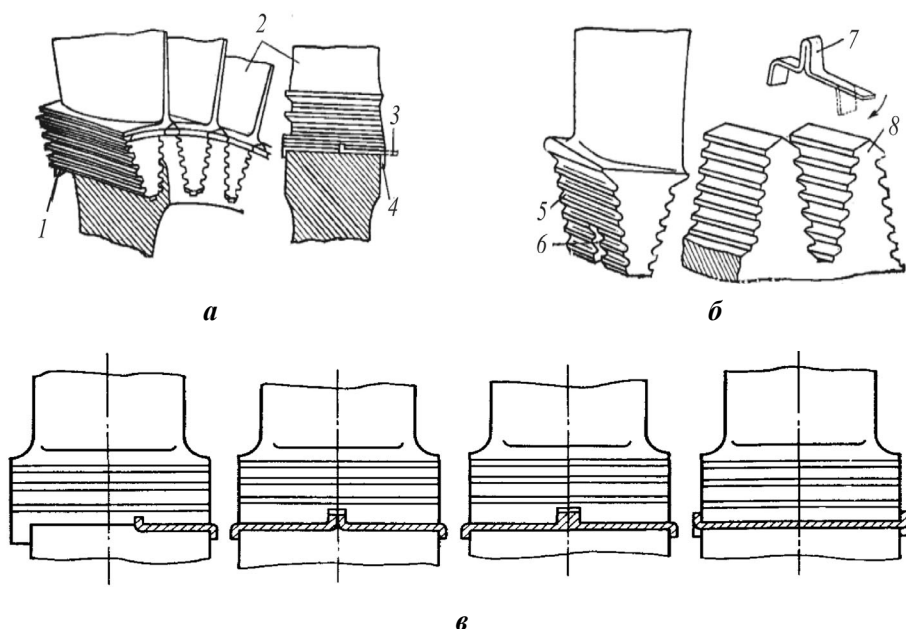


Рис. 1.53. Способи кріплення робочих лопаток до диска ялинковим хвостовиком і стопоріння лопаток від переміщення уздовж паза:

- a* – за допомогою переднього фіксуючого виступу і вусика пластинчастого стопора;
б, в – пластинчастим стопором; *1* – передній фіксуючий виступ; *2* – перо лопатки;
3 – вусик пластинчастого стопора в незагнутому стані; *4* – те ж саме в загнутому стані;
5 – хвостовик лопатки; *6* – паз для фіксації пластинчастого стопора;
7 – згинальний пластинчастий стопор; *8* – диск

Лопатку встановлюють у пазу диска за допомогою зубів, розташованих на клиновій ніжці лопатки і відповідно на бічній поверхні клинового паза в диску. Від переміщення уздовж паза лопатка утримується з одного боку виступом *1* (див. рис. 1.53), виконаним при виготовленні лопатки, а з іншого – згинальним вусиком *3*, який показаний в положенні до згину. Переміщення лопатки в пазу диска після згину вусика становить 0,1...0,3 мм. Оскільки при ремонті двигуна є можливою поломка вусика, лопатки стопорять згинальною пластиною, яка утримує їх від переміщень в обидві сторони (див. рис. 1.53, *б*). Застосовуються й інші методи осьової фіксації лопаток.

Ялинкове з'єднання стало на практиці найкращим для робочих лопаток осьових турбін. **Переваги цього кріплення:**

радіальний розмір обода диска є найменшим; лопатки і диск при такому кріпленні виходять найбільш легкими;

малі розміри кореневої частини хвостовика лопатки дозволяють розмістити на диску значне число лопаток;

вільна посадка лопатки не перешкоджає тепловому розширенню обода, завдяки чому температурні напруження в лопатці усуваються, а в ободі диска зменшуються;

вільна посадка дає можливість лопатці при обертанні турбіни самовстановлюватися таким чином, щоб згинальні напруження були мінімальними; завдяки наявності сил тертя у кріпленні посадка має добру демпфувальну здатність;

можлива легка заміна лопаток та охолодження кріплення продувкою повітря крізь зазори в замку.

Поряд з цими перевагами ялинкове кріплення має і **недоліки**:

тепловідведення від лопатки в диск унаслідок поганого теплового контакту між хвостовиком і пазом зменшується;

в зубах замка має місце значна концентрація напружень, що може призвести до утворення втомних тріщин;

для забезпечення рівномірної навантаженості зубів необхідна висока точність обробки кріплення.

В останні десятиліття спостерігається перехід від значного числа зубів в ялинковому кріпленні (сім-вісім) до меншого числа (три-чотири). В останньому випадку можна виконувати зуби більшими і зменшити концентрацію напружень у з'єднанні.

Раніше в малонавантажених конструкціях двигунів кріплення робочих лопаток турбін могло здійснюватися також **коловим способом** (у фасонних пазах, проточених по колу) вилчатыми хвостовиками на заклепках (рис. 1.54,*б*), Т-подібними та зубчиковими хвостовиками. Такі з'єднання відрізняються простотою, малою трудомісткістю виготовлення, зручністю збирання. Проте вузол кріплення при цьому має значні розміри, обід диска ослаблений і в ньому виникають значні температурні напруження (оскільки свобода температурних розширень не забезпечується), особливо в умовах швидких пусків, що, як показала практика експлуатації газотурбінних двигунів, може призвести до обриву лопаток.

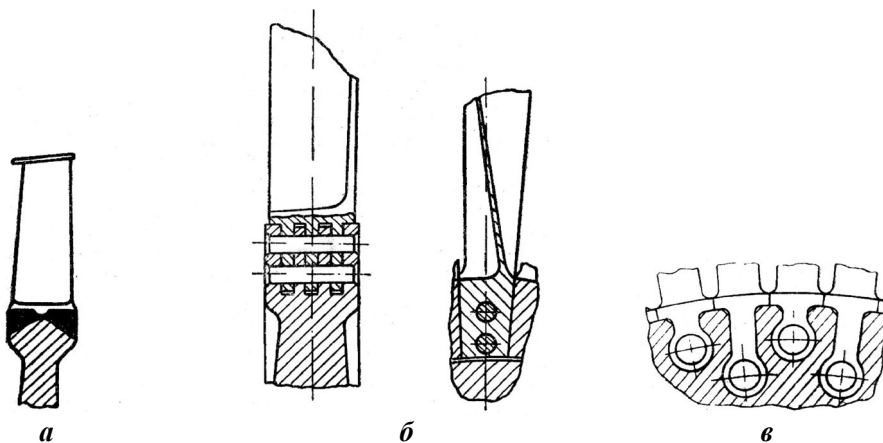


Рис. 1.54. Способи кріплення робочих лопаток турбіни [13, с. 96]:

а – кріплення приварюванням; *б* – вилчате кріплення;

в – кріплення хвостовиком Лаваля

Знаходило застосування й осьове кріплення робочих лопаток **хвостовиками Лаваля** (див. рис. 1.54,*в*). Проте через істотні недоліки (малий опір згинальним навантаженням і небезпека появи пластичних деформацій елементів посадки) кріплення подібного типу в даний час практично не застосовується.

Може застосовуватися кріплення лопаток до диска і **за допомогою зварювання** (див. рис. 1.54,*а*). Але при такому способі з'єднання вибір матеріалу обмежується вимогами зварюваності, а заміна дефектних лопаток пов'язана з великими труднощами.



Рис. 1.55. Колесо типу "бліск"

Іноді, як правило в турбінах малих розмірів, **робочі лопатки виконуються як одне ціле з диском** точним литтям або фрезеруванням з поковок. У результаті отримуємо моноколесо або **колесо типу "бліск"** ("blisk" – це скорочення від "bladed disk") (рис. 1.55 та 1.56). Сучасні лезові верстати дозволяють забезпечити необхідну точність виготовлення і високий клас чистоти поверхонь. Необхідно відзначити, що колеса типу "бліск" виготовляються не тільки для турбін, а й для компресорів ГТА.

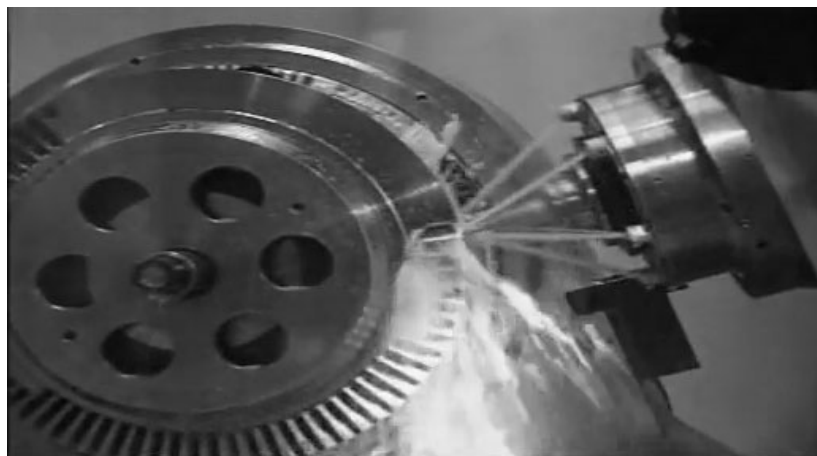


Рис. 1.56. Виготовлення робочого колеса типу "бліск"

Охолодження робочих лопаток газових турбін дозволяє підтримувати їх температуру в межах, що забезпечують тривалу механічну міцність. Застосування охолодження забезпечує можливість підвищення температури газів перед турбіною, що збільшує ефективний ККД двигуна. Крім того, відбувається вирівнювання температури охолоджуваних лопаток за об'ємом з метою зменшення термічних напружень і збільшується ресурс двигуна.

Застосовуються різні способи охолодження лопаток [11, с. 440–444]. Значного поширення набули способи **відкритого повітряного охолодження**, в яких у ролі охолоджувача використовується повітря, що відбирається з компресорної частини двигуна. Повітря при своєму русі по внутрішніх каналах лопатки охолоджує її і потім викидається тим чи іншим чином у проточну частину, де змішується з робочим тілом, що там протікає. Рух повітря здійснюється за рахунок різниці тисків між точкою відбору в компресорі і точкою викиду в турбіні з урахуванням, звичайно ж, аеродинамічного опору на його шляху. Найбільш часто охолоджуються перші ступені газових турбін, робоче тіло в яких має найвищу температуру.

Необхідно враховувати, що відбір повітря з компресорної частини, на попереднє стиснення якого вже була витрачена механічна енергія, веде до зменшення потужності, генерованої ГТА. Тому відбір повітря намагаються здійснювати із ступенів, які не тільки гарантують необхідний для руху перепад тиску, а й розташовані якомога ближче до початку компресора.

У даний час основними схемами відкритого повітряного охолодження робочих лопаток є:

конвективна;

конвективно-плівкова;

транспіраційна (з пористим охолодженням).

У конвективній схемі охолоджувач (компресорне повітря) рухається по внутрішніх каналах лопатки, тим самим охолоджуючи її. Для підвищення ефективності охолодження необхідно збільшувати, по-перше, площу поверхні теплообміну і, по-друге, коефіцієнт тепловіддачі від стінок до повітря. Останнє досягається максимальною турбулізацією охолоджувача на його шляху.

Викид у проточну частину в конвективній схемі звичайно здійснюється в зонах з відносно низьким тиском – у районі вихідної кромки або через верхній торець лопатки. Завдяки цьому конвективна схема має запас тиску у внутрішніх каналах деталей і може застосовувати значні аеродинамічні опори для інтенсифікації тепловіддачі на внутрішніх поверхнях лопаток.

З метою інтенсифікації теплообміну застосовуються такі конструктивні рішення: струменевий обдув, поперечне оребріння, циліндричні штирі, лунки, закручені потоки ("циклонне охолодження"), "вихрова матриця" і т. п. Перевагу має той вид інтенсифікації теплообміну, завдяки якому досягається необхідний рівень тепловідведення при найменшому аеродинамічному опорі.

З метою збільшення площі поверхні теплообміну використовуються поздовжні ребра, багатопотокові петльові схеми руху повітря, "вихрові матриці".

На рис. 1.57, *а–в* показані деякі найпростіші схеми конвективного охолодження робочих лопаток з поздовжнім рухом повітря, а також температури охолодження їх по висоті і хорді. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з "вихровою матрицею" розробки ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" зображена на рис. 1.58.

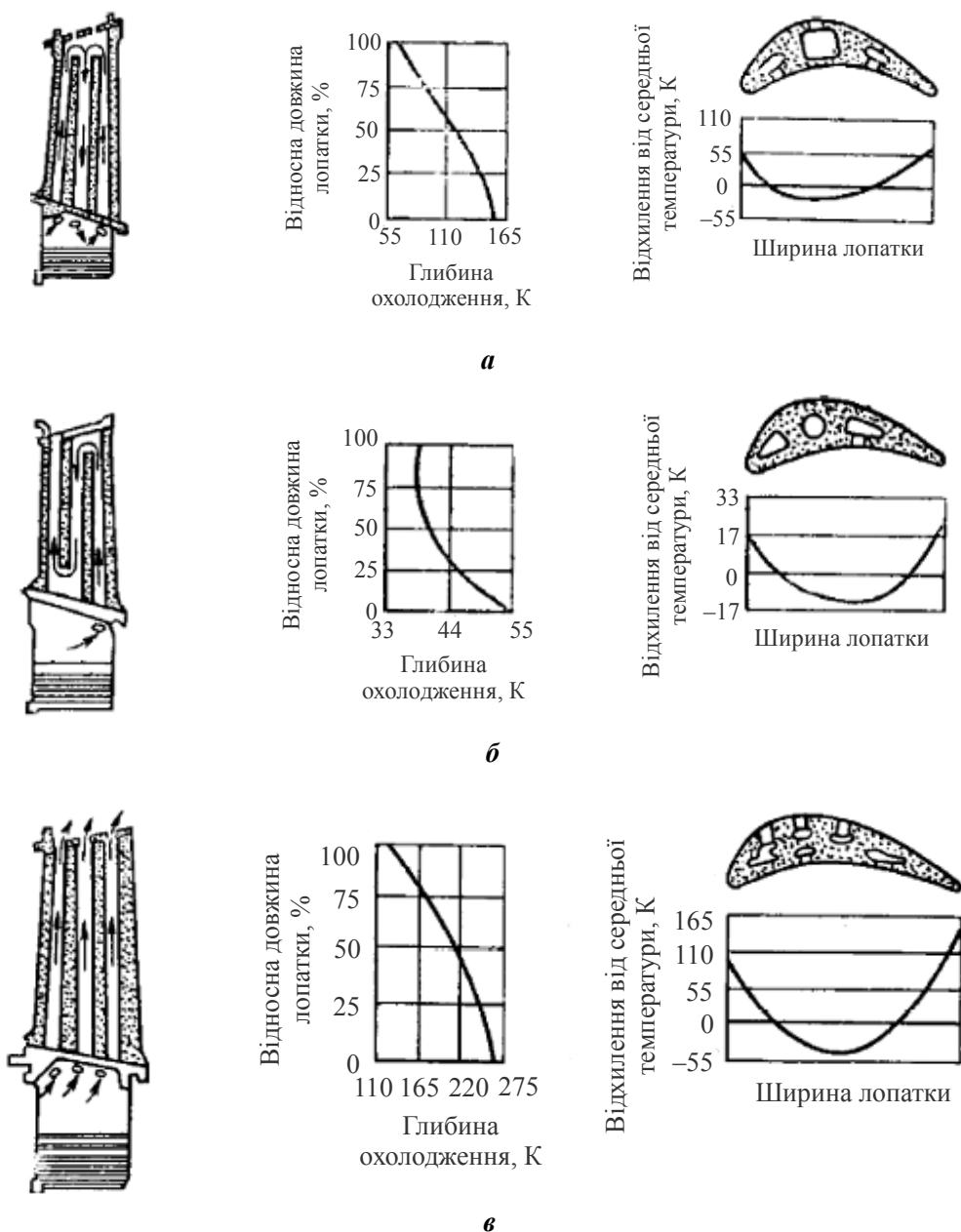


Рис. 1.57. Найпростіші схеми конвективного охолодження [27, с. 133]

На рис. 1.59 показана лита порожниста робоча лопатка з внутрішніми ребрами і вставним дефлектором (перфорована пластина, призначена для рівномірного розподілу охолоджуючого повітря по внутрішній поверхні лопатки), в якій реалізований поперечний рух повітря.

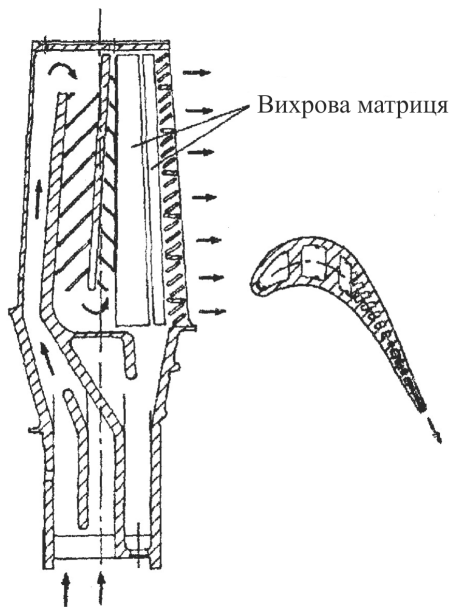
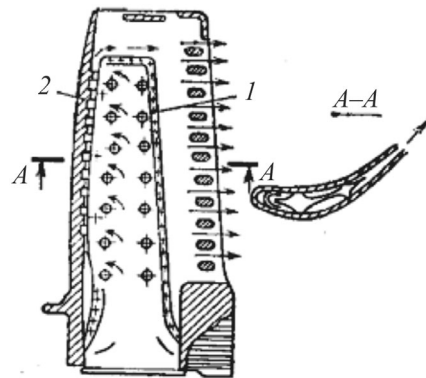


Рис. 1.58. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з "вихровою матрицею" [4, с. 201]

Рис. 1.59. Охолоджувана лопатка зі вставним дефлектором (1), з подачею повітря до вхідної кромки і поперечними ребрами (2) на внутрішній поверхні [27, с. 135]



На рис. 1.60 зображені модель охолоджуваної робочої лопатки двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект", її ливарний стрижень, а також пристрій (ящик) для виготовлення даного стрижня. На рис. 1.61 показана робоча лопатка другого ступеня авіаційного двигуна PW2000 компанії "Pratt & Whitney Corp."

У конвективно-плівковій схемі охолоджувач (повітря) використовується спочатку в контурі внутрішнього конвективного охолодження, а потім – для організації плівкової (загороджувальної) завіси навколо зовнішньої поверхні лопатки (рис. 1.62 та 1.63).

Плівкова завіса утворюється в результаті видування охолоджувача зсередини лопатки назовні через ряди спеціальних отворів. Захисний ефект

проявляється за рахунок того, що температура завіси істотно нижча від температури основного газового потоку.

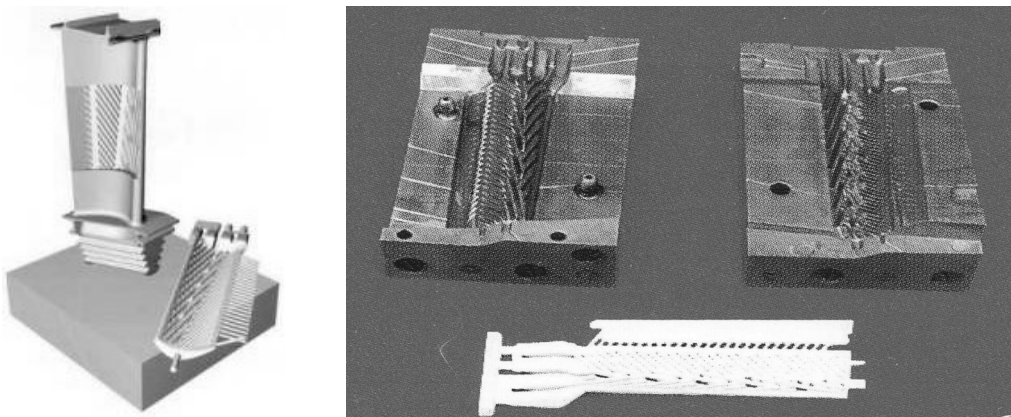


Рис. 1.60. Охолоджувана робоча лопатка двигуна UGT 25000, її ливарний стрижень і стрижневий ящик [16, с. 19]

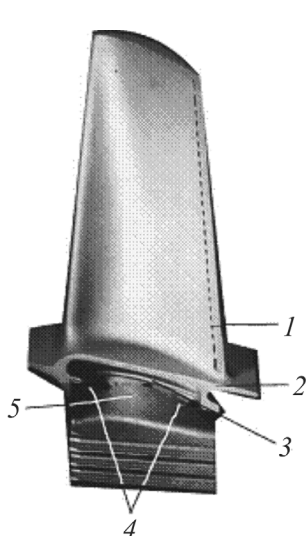


Рис. 1.61. Охолоджувана робоча лопатка другого ступеня двигуна PW2000:

- 1 – щілини на коритці вихідної кромки;
2 – нижня полиця; 3 – демпфер;
4 – виступи; 5 – ніжка

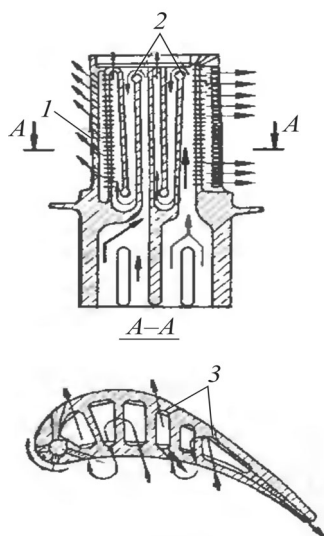


Рис. 1.62. Конструкція робочої лопатки з конвективно-плівковим охолодженням [31, с. 14]:

- 1 – отвір для випуску охолоджувача на зовнішню поверхню; 2 – канали з петльовою течією охолоджувача;
3 – ребра (інтенсифікатори тепловіддачі)

Найбільш ефективним є плівкове охолодження при випуску повітря на найбільш нагріті поверхні – входну кромку, увігнуту поверхню робочої лопатки і т. п. Випуск повітря в ці зони потребує досить суттєвого запасу

тиску, оскільки вони, як правило, є одночасно зонами з відносно високим тиском.

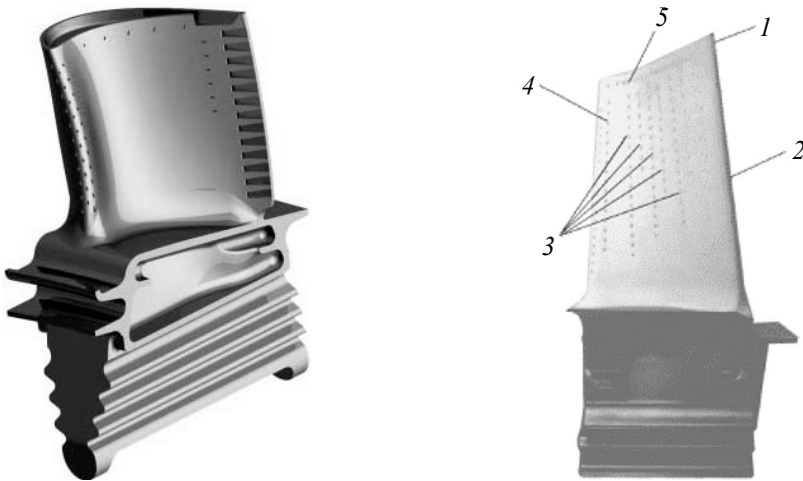


Рис. 1.63. Робочі лопатки з конвективно-плівковим охолодженням:
1 – вихідна кромка; 2 – отвори біля вихідної кромки; 3 – отвори на коритці;
4 – отвори на вхідній кромці; 5 – отвори біля верхнього торця лопатки

Використовують різні форми каналів випуску охолоджувача – циліндричні, конічні, щілинні, трапецієподібні.

Факторами, що впливають на ефективність плівкового охолодження, є: форма каналів (найбільшого поширення з технологічних міркувань набули отвори діаметром 0,35...1,1 мм);

відстань між осями сусідніх каналів (для отворів ця величина становить близько трьох діаметрів);

кількість рядів отворів (2...6 – для спинки, 1...2 – для коритця лопатки).

Необхідно відзначити, що конвективно-плівкова схема в даний час забезпечує найбільшу ефективність охолодження робочих лопаток при заданій витраті охолоджувача. Незважаючи на свою складність і високу вартість виготовлення, вона широко застосовується в перших ступенях високотемпературних газових турбін.

На рис. 1.64 показаний розвиток системи охолодження робочих лопаток турбіни високого тиску компанії "Rolls-Royce plc" від одноходової конвективної схеми (а) до одноходової конвективно-плівкової схеми з плівкою на вхідній кромці і на коритці біля вихідної кромки (б) і потім до багатоходової конвективної схеми (в) з інтенсивним плівковим охолодженням [11, с. 443].

Транспіраційна (проникаюча) схема охолодження є найбільш перспективною і повинна забезпечити найбільший ефект від створення плівкової завіси.

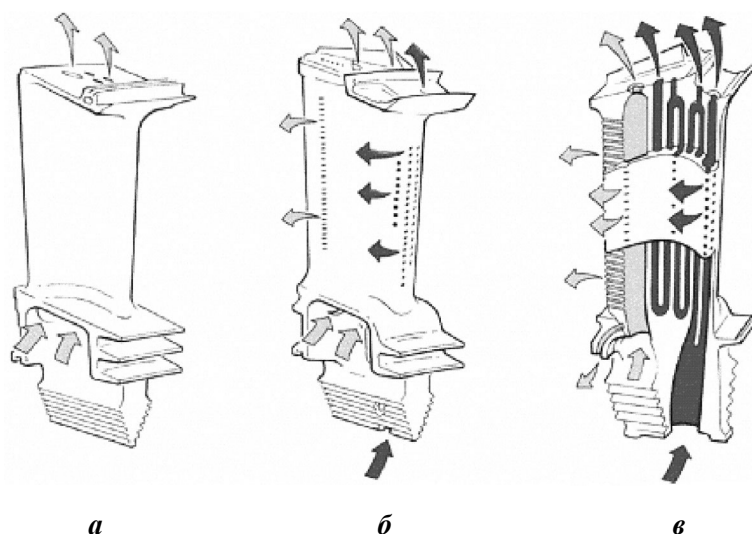


Рис. 1.64. Розвиток системи охолодження робочих лопаток компанії "Rolls-Royce plc":

■ — охолоджуюче повітря низького тиску; ■ — охолоджуюче повітря високого тиску

Лопатки в даному випадку виконуються з пористими стінками. Повітря з внутрішніх порожнин лопаток, здійснивши їх конвективне охолодження, через систему пор проникає на зовнішню поверхню, створюючи загороджувальну плівкову завісу. На відміну від конвективно-плівкової схеми така завіса буде максимально рівномірною. Таким же максимальним буде і ефект від збільшення поверхні теплообміну.

Необхідно відзначити, що реалізація даної схеми в її класичному розумінні є навряд чи можливою через труднощі виготовлення і більш ніж імовірно засмічення отворів у стінках лопаток. Тому в даний час реалізуються простіші варіанти квазіпористого охолодження, наприклад схема "ламільой" і схема "лопатки з охолоджуваними стінками".

Схема "ламільой" ("lamilloy"), розроблена американською філією "Rolls-Royce plc" (колишня "Allison Engine Co."), передбачає використання шаруватого матеріалу, який отримують звичайно з двох-чотирьох оброблених травленням шарів, з'єднаних дифузійним паянням (рис. 1.65). З такого матеріалу виконують оболонку лопатки, яка закріплюється на стрижнях, що забезпечують роздачу охолоджуючого повітря. Шаруватий матеріал дозволяє вибирати розміри і форму охолоджуючих каналів та отворів, їх розташування і нахил до охолоджуваної поверхні і, отже, отримувати змінну проникність матеріалу профільної частини лопатки, що забезпечує найбільш ефективне охолодження.

Приклад "лопатки з охолоджуваними стінками" показаний на рис. 1.66.

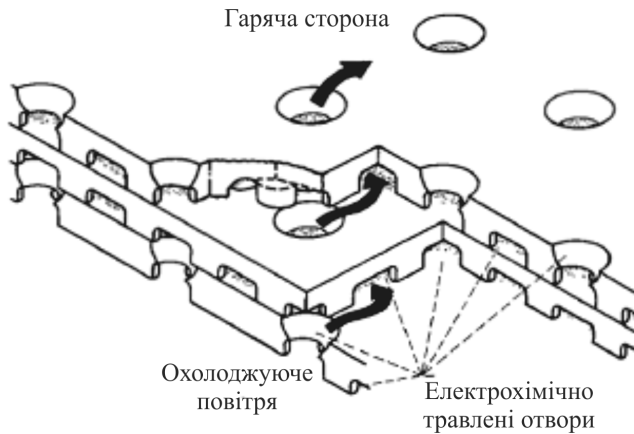


Рис. 1.65. Схема стінки "ламілої" [36, с. 4]

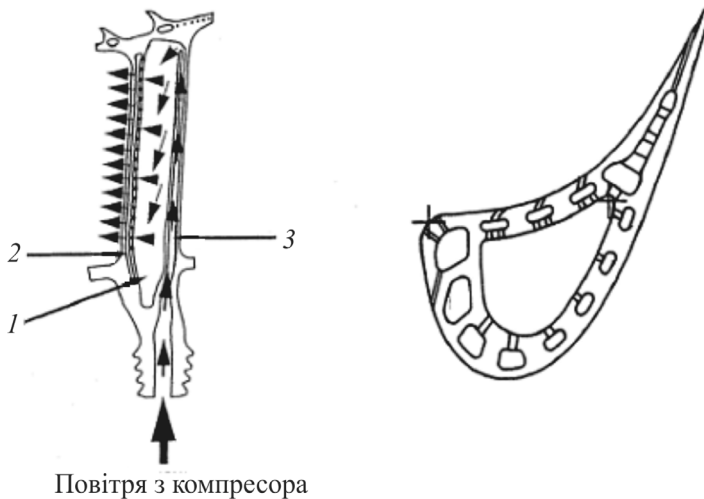


Рис. 1.66. Перспективна схема "лопатки з охолоджуваними стінками" компанії "Rolls-Royce plc" [11, с. 444]:

1 – центральна порожнина; 2 – канал біля коритця;
3 – канал біля спинки

Лопатка має двошарові стінки. Товщина зовнішньої стінки становить 0,5 мм, а силової внутрішньої – 1 мм. Повітря з внутрішньої порожнини, здійснивши її охолодження, через систему отворів діаметром 0,5...1,0 мм випускається рівномірно на зовнішню поверхню, забезпечуючи тим самим її плівкове охолодження.

У цілому необхідно відзначити, що створення вдалої конструкції охолоджуваних лопаток пов'язане із значними труднощами як конструктивного, так і технологічного порядку.

Контрольні питання і завдання

1. Дайте характеристику будови робочих лопаток осьових компресорів.
 2. Які матеріали використовуються для виготовлення робочих лопаток осьових компресорів?
 3. Поясніть способи з'єднання робочих лопаток осьових компресорів з ротором.
 4. Охарактеризуйте конструкцію напрямних лопаток осьових компресорів.
 5. Поясніть будову поворотних напрямних лопаток компресорів.
 6. Охарактеризуйте будову соплових лопаток осьових турбін.
 7. Поясніть конструкцію робочих лопаток осьових турбін.
 8. Проаналізуйте способи охолодження лопаток турбін газотурбінних агрегатів.
-

2. РОТОРИ ОСЬОВИХ ТУРБОМАШИН

Ротор – це вузол, який об'єднує всі обертові елементи газотурбінного двигуна. Він являє собою основну і найбільш відповідальну частину ГТД. За допомогою ротора компресора відбувається процес стиснення повітря; ротор турбіни безпосередньо бере участь в отриманні механічної енергії обертання.

Конструкція ротора, а також прийняті для його виготовлення матеріали, засоби розрахунку, технології виготовлення та збирання повинні забезпечити його надійність під дією значних відцентрових, згинальних і крутильних навантажень, при високих перепадах температур і тисків, на номінальному та часткових режимах роботи, а також при швидкій їх зміні.

Ротори осьових турбомашин характеризуються великою різноманітністю конструктивних рішень. Звичайно ротор складається з вала, дисків або барабана, робочих лопаток і деяких дрібних деталей, закріплених на валу або виготовлених разом з ним: лабіринтових втулок, ущільнень, приводів навішених механізмів, муфт, масловідбивних кілець та ін.

За способом виготовлення розрізняють ротори суцільноковані та складені, **за конструкцією** – дискові, барабанні та дисково-барабанні (комбіновані) [19, с. 3].

2.1. Суцільноковані ротори

Суцільноковані ротори виготовляються шляхом механічної обробки однієї суцільної поковки. Вони мають мінімальну кількість деталей, які до них кріпляться (звичайно лише дрібні деталі: втулки ущільнень і розвантажувальних порожнин, маслозахисні елементи тощо), або не мають їх зовсім (рис. 2.1 та 2.2).

Переваги суцільнокованих роторів (порівняно зі складеними роторами): більш раціональне використання матеріалу;

вища надійність на всіх режимах роботи (відсутність дисків, приєднаних за допомогою кріпильних деталей, виключає можливість порушення балансування або роз'єднання частин ротора при роботі);

більша жорсткість (ця властивість забезпечує високе значення критичної частоти обертання);

менша трудомісткість виготовлення (відсутні складні операції обробки з високою точністю посадочних місць з'єднаних деталей, а також операції складання і балансування ротора).

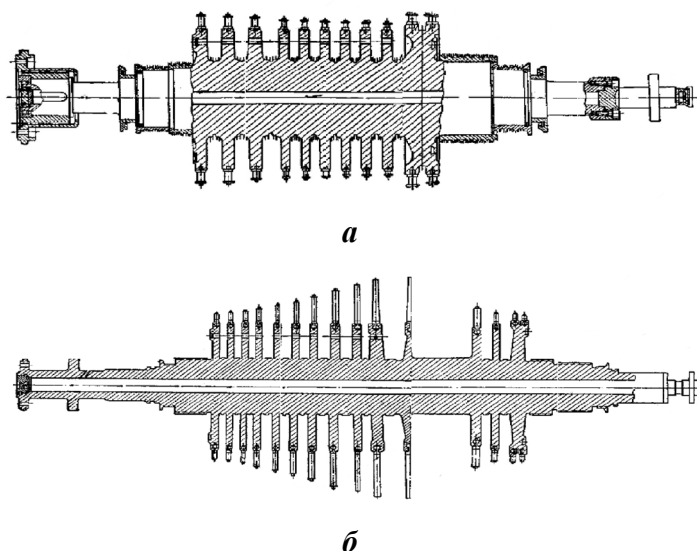


Рис. 2.1. Дисківі суцільноковані ротори [19, с. 4]:
a – парової турбіни високого тиску; *б* – парової турбіни низького тиску

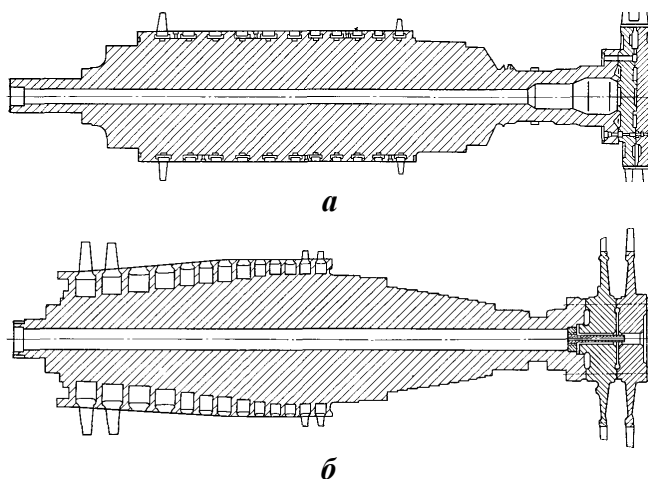


Рис. 2.2. Суцільноковані ротори осьових компресорів [33, с. 189]:
a – двигуна ГТН-9 компанії ОАО "ЛМЗ"; *б* – двигуна EM-85 компанії "English Electric Co."

Недоліки суцільнокованих роторів (порівняно зі складеними роторами):

труднощі виготовлення роторів великого діаметра, що пояснюється складністю отримання доброякісних поковок великих розмірів та їх контролю, а також необхідністю спеціального потужного ковальсько-пресового устаткування (з цієї причини зовнішній діаметр суцільнокованих роторів, як правило, не перевищує 1500 мм);

більша вартість матеріалу і гірші наслідки від виробничого браку (матеріалом для поковки необхідно обирати дорогу леговану сталь, яка доцільна лише для дисків перших ступенів, у той час як інші елементи можна було б виготовити з дешевших сталей; брак при обробці або складанні суцільнокованого ротора призводить до незмірно більших матеріальних збитків і затримок виробництва, ніж брак окремого диска);

більша маса і теплова інерція.

Деякі дослідники [19, с. 5] відзначають, що хоча суцільноковані ротори і менш трудомісткі у виготовленні, цикл виробництва таких роторів може бути більший, ніж у складених, унаслідок неможливості паралельної механічної обробки деталей та їх збирання.

Суцільноковані ротори виготовляють **двох конструктивних типів**: дискові (див. рис. 2.1) і барабанні (див. рис. 2.2).

Головними перевагами дискових роторів (порівняно з роторами барабанними) є:

вища міцність під дією відцентрових сил;

менша маса і теплова інерція (це є особливо цінним при різкій зміні режиму роботи, оскільки обумовлює менші термічні напруження в роторі; також це відбивається позитивно і на величині відносних термічних розширень ротора і корпусу);

кращі умови для контролю якості ротора при виготовленні.

Головними перевагами барабанних роторів (порівняно з роторами дисковими) є:

вища поперечна жорсткість (з цієї причини їх критичні частоти обертання істотно перевищують робочі);

більш проста конструкція і менша трудомісткість виготовлення.

Необхідно відзначити, що при проектуванні турбомашин орієнтуються на дискову конструкцію ротора у всіх випадках, якщо з певних міркувань не потрібна інша конструкція ротора.

Суцільноковані ротори часто виконують з **наскрізним центральним отвором** – розточкою (див. рис. 2.1 та 2.2). Наявність центрального отвору покращує підсумкову якість поковки, оскільки позитивно впливає на рівномірність розподілу механічних характеристик за перерізом. З цієї причини отвір прагнуть робити якомога більшого діаметра.

Позитивний вплив центрального отвору на надійність ротора полягає у наступному:

видаляється розташована поблизу осі ротора менш доброякісна частина металу, в якій найбільш вірогідні шлакові включення та інші дефекти;

створюється можливість огляду внутрішньої поверхні поковки за допомогою спеціального приладу;

об'ємний напружений стан, притаманний суцільному ротору, зводиться до більш сприятливого і більш вивченого плоского.

Однак необхідно пам'ятати, що наявність центрального отвору призводить до збільшення колових напружень, які діють у роторі (у даних роторах вони подвоюються).

Для поковок малих зовнішніх діаметрів (приблизно до 400 мм) центральний отвір не обов'язковий, оскільки вони можуть бути добре проковані й термічно оброблені і без нього.

Суцільнокованим роторам, як правило, притаманне кріплення робочих лопаток у пазах, проточених за колом. У деяких випадках (див. рис. 2.2,б) для зменшення маси ротора і зниження напружень у його центральній частині передбачається проточування глибоких канавок у пазах кріплення лопаток.

Завдяки своїм перевагам суцільноковані ротори широко застосовуються в парових турбінах. У газотурбінних агрегатах вони використовуються рідко, як правило в конструктивних схемах, запозичених з практики паротурбобудування (деякі фірми-виробники, які серійно випускають парові турбіни, переносять свій конструкторський та виробничий досвід і на виготовлювані газотурбінні агрегати). Проте багато дослідників зазначають, що застосування суцільнокованих роторів у ГТА могло б істотно спростити і здешевити їх конструкцію [33, с. 252].

2.2. Складені ротори

Складені ротори (збірні і зварні) складаються з окремих порівняно невеликих деталей (валів, дисків тощо), з'єднаних за допомогою кріпильних деталей (болтів, шпильок, штифтів) або зварюванням.

Переваги складених роторів (порівняно з роторами суцільнокованими):

можливість виготовлення роторів значного діаметра;

менша вартість (з'єднувані деталі можуть бути виготовлені з різномірних матеріалів: більш навантажені – з міцніших і дорожчих металів, менш навантажені – з дешевших);

менші наслідки від виробничого браку;

менша (в більшості випадків) маса і теплова інерція.

Недоліки складених роторів (порівняно з роторами суцільнокованими):

більша трудомісткість складання і балансування;

можливість роз'єднання або порушення балансування частин ротора при роботі (для збірних роторів);

наявність залишкових зварювальних напружень (для зварних роторів).

Основні завдання, які вирішуються при розробці конструкції складеного ротора:

- вибір способу з'єднання;
- вибір способу центрування;
- вибір способу передачі крутного моменту.

Складені ротори відрізняються значною конструктивною різноманітністю. Умовно **за конструктивним виконанням** їх можна класифікувати на дискові, дисково-барабанні та барабанні.

2.2.1. Дискові складені ротори

Ротор дискового типу являє собою набір окремих дисків, закріплених тим чи іншим способом на спільному валу. Переваги і недоліки дискових роторів розглянуто в розд. 2.1.

У більшості **дисків** можна розрізнити такі **конструктивні елементи** (рис. 2.3): обід *1*, втулку (маточину) *3* та середню частину *2*, яка називається полотном або тілом диска.

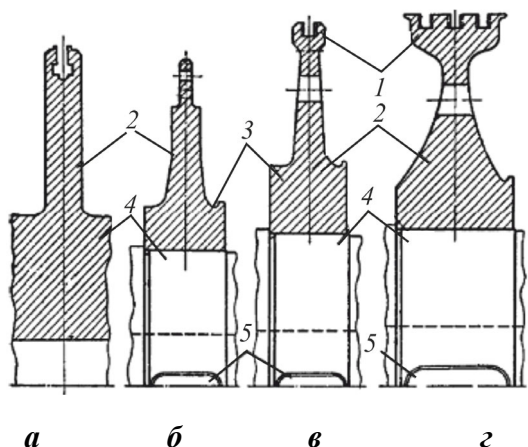


Рис. 2.3. Різні типи дисків роторів з насадними дисками [19, с. 9]:

а – плоский (прямий) диск; *б* – плоско-конічний диск; *в* – конічний диск;
г – гіперболічний диск; *1* – обід диска; *2* – тіло (полотно) диска; *3* – втулка (маточина) диска; *4* – вал; *5* – шпонка

Обід диска призначений для кріплення робочих лопаток. Його розміри і конфігурація визначаються прийнятим типом кріплення, зовнішнім навантаженням від лопаток і частотою обертання ротора. У разі застосування ялинкового кріплення або кріплення "ластівчин хвіст" осьовий розмір обода невеликий і, як правило, не перевищує товщини тіла диска.

Тіло диска звичайно має складну конфігурацію і включає в себе елементи з'єднання дисків між собою і з валом, елементи кріплення лабіринтових ущільнень, деталі системи охолодження. Для деякого зменшення маси на диску можуть виконуватися кільцеві вибірки матеріалу.

Профіль диска намагаються виконати симетричним. Бічні поверхні дисків звичайно полірують для підвищення опору втомі матеріалу. Високі вимоги ставлять до якості заготовок.

У тілі дисків газових турбін іноді виконують **отвори для проходження охолоджуючого повітря**. Однак через те, що на поверхні диска, яка прилягає до отворів, можуть виникнути підвищені напруження, отвори слід застосовувати лише в разі дійсної необхідності, при цьому краї отворів повинні бути ретельно заокруглені якомога більшим радіусом.

Диски з центральним отвором, як правило, мають **маточину (втулку)** – центральну частину з потовщеним профілем. Її призначення – зменшити колові напруження, які виникають на поверхні цього отвору. Маточина також часто використовується у з'єднанні ротора.

У газових турбінах знаходять застосування так звані **композитні зварні диски** (їх практикує, наприклад, "General Electric Co."), в яких обід виконується з жароміцної аустенітної сталі (або сплаву на нікелевій основі), а центральна частина – з більш простої сталі перлітного класу (рис. 2.4). Жароміцна сталь обода здатна працювати при високих температурах, у той час як перлітна сталь при температурах нижче 820 К також має достатню механічну міцність. Місце шва визначають з розрахунку граничної температури для перлітних матеріалів (800...850 К) [19, с. 11].

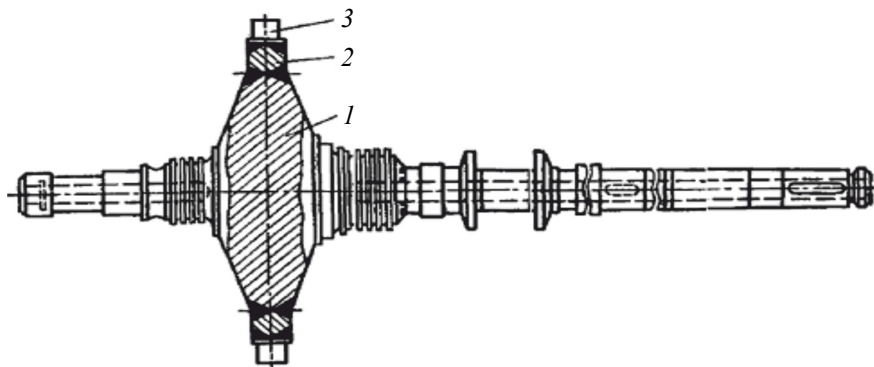


Рис. 2.4. Композитний зварний диск із привареними лопатками:
1 – робочі лопатки; 2 – обід з аустенітної сталі; 3 – центральна частина диска

У порівняно важких умовах працюють **вали** дискових складених роторів. На них діють різноманітні за величиною і характером статичні та динамічні навантаження. Крім того, вони сприймають тепловий вплив з'єднаних з ними гарячих деталей.

Як і будь-який інший навантажений елемент турбомашини, вал повинен бути досить міцним, жорстким, гранично легким, а також простим у виготовленні. Конструкція валів визначається типом двигуна, прийнятою силовою схемою, кількістю і розташуванням опор.

Для забезпечення потрібної жорсткості і простоти при невеликій масі вали виготовляють порожнистими, з якомога більшим зовнішнім діаметром.

З цієї ж метою намагаються зменшити відстань між опорами і довжину консолі, виконувати вали з меншою кількістю концентраторів напружень (шліців, різьбових ділянок, поперечних отворів, буртів, канавок, переходів поперечних перерізів тощо) і разом з тим знижувати міру концентрації напружень, що зумовлюються ними.

Діаметр вала часто обмежується допустимим діаметром підшипників, величина якого, у свою чергу, обмежується границею їх швидкохідності.

Вали також можуть бути викувані разом з дисками.

Розглянемо основні (за способом з'єднання) типи дискових складених роторів.

Ротори з насадними дисками

Ротор з насадними дисками являє собою вал змінного перерізу (звичайно порожнистий), викуваний з вуглецевої або слабологваної сталі, який несе на собі посаджені з натягом диски, виготовлені з високолегованих сталей (рис. 2.5).

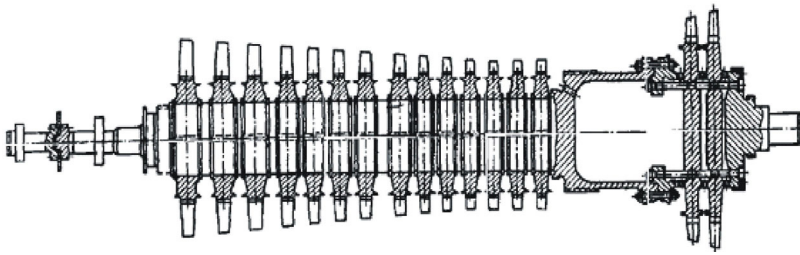


Рис. 2.5. Ротор турбокомпресора (компресорна частина – з насадними дисками, турбінна – з периферійними стяжними болтами)

Необхідно пам'ятати, що під впливом відцентрових сил, які діють на диск, і внаслідок різниці температур між маточиною диска та валом посадка в робочих умовах слабшає і може виникнути зазор, який спричинить вібрацію ротора та його руйнування. Орієнтовна величина натягу становить 0,001 діаметра вала. Різниця між максимальним і мінімальним натягами звичайно дорівнює 0,05...0,08 мм.

Посадка дисків з натягом не усуває необхідності застосування додаткових елементів, які забезпечують передачу крутного моменту від диска до вала, наприклад шпонок (рис. 2.6) – однієї або двох на кожен диск.

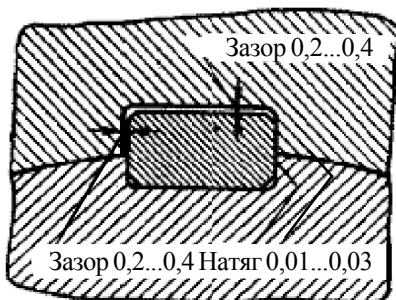


Рис. 2.6. Шпонка для кріплення диска на валу

На рис. 2.7 показані найбільш поширені способи кріплення дисків на валу.

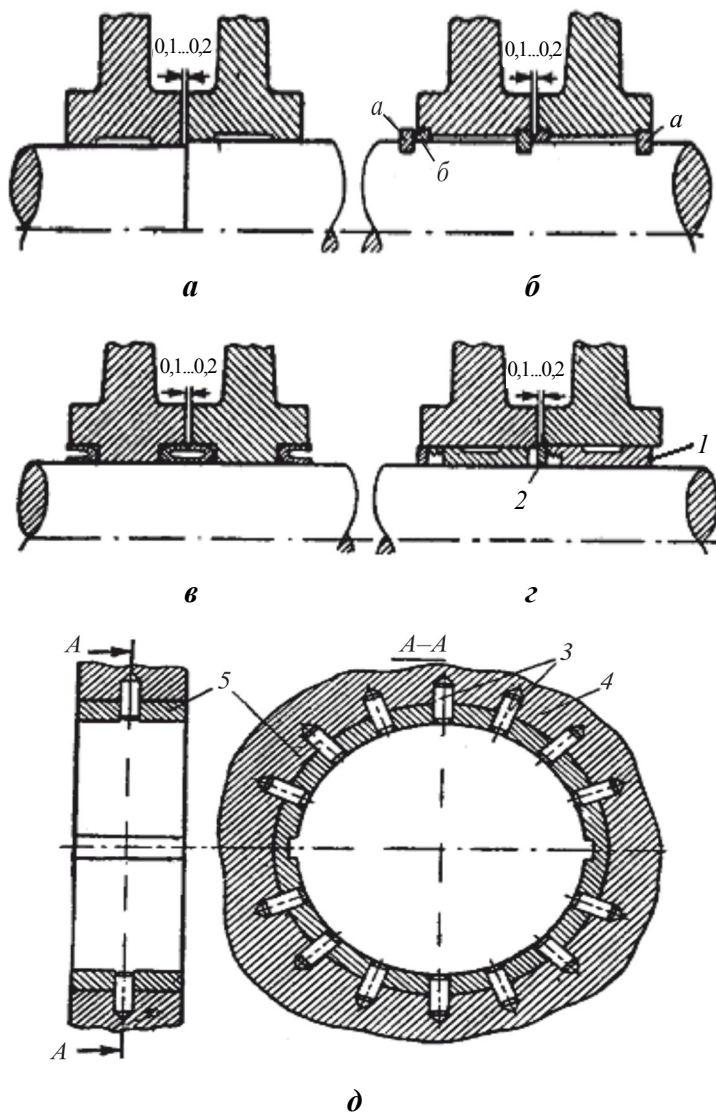


Рис. 2.7. Способи кріплення дисків на валу

Безпосередня посадка диска на вал з натягом зображена на рис. 2.7,а. У цьому випадку посадкова розточка диска виконується трохи меншого діаметра, ніж діаметр вала. Посадка диска на вал здійснюється в гарячому стані, що і створює необхідний натяг після охолодження диска. Диск заздалегідь нагрівають у киплячій воді або масляній ванні, після чого в гарячому стані насаджують пресом на холодний вал. На валу розташовують поздовжні шпонки, які перешкоджають прокручуванню диска при роботі.

На рис. 2.7,*б* показаний спосіб посадки диска на спеціальних кільцях. У кільцеву виточку на валу заводиться розрізне кільце *а*. У проріз кільця і подовжню виточку вала вставляється шпонка. Після тривалого прогрівання в киплячій воді (2...3 год) диск насаджують на вал однією виточкою на кільце *а*, а в іншу виточку вставляють кільце *б*, яке має ступінчасту форму з частиною, що виступає з-під диска на 0,1...0,2 мм. Таким чином, між дисками виходить зазор величиною 0,1...0,2 мм, необхідний для вільного осьового розширення маточин дисків при прогріванні ротора.

На рис. 2.7,*в* показаний спосіб посадки дисків на спеціальних пружинних кільцях U-подібного перерізу. Ці кільця внаслідок пружних властивостей з одного боку притискаються до маточини диска, а з іншого – до вала.

На рис. 2.7,*г* зображений спосіб посадки дисків на розрізні конічні втулки 1. Диск насаджується на втулку гідравлічним пресом. Довжина втулки трохи менша, ніж маточини диска, що дає можливість установити розпірне кільце 2 з пояском, який виступає з-під диска приблизно на 0,1 мм.

На рис. 2.7,*д* зображена посадка диска на пальцевій втулці. У тіло диска 4 впресовується пальцева втулка (кільце) 5. У кільці разом з диском просвердлюють радіальні отвори 3, в які вставляють пальці (радіальні штифти). Посадку диска на вал також здійснюють у гарячому стані, чим і забезпечується натяг. Пальцева втулка утримується від прокручування двома поздовжніми шпонками. Цей спосіб досить надійний і набув поширення для роторів, які працюють в області високих температур.

За профілем тіла використовувані в даних роторах диски можна класифікувати таким чином:

1. Найпростіший з точки зору виготовлення – *плоский (прямий) диск*, профіль якого являє собою прямокутник (див. рис. 2.3,*а*), може застосовуватися при невеликих навантаженнях і малих (до 120 м/с) колових швидкостях на периферії.

2. *Плоско-конічний диск* (див. рис. 2.3,*б*) також є досить простим у виготовленні, але забезпечує більш рівномірний розподіл напружень у тілі і тому може застосовуватися при більш високих колових швидкостях.

3. *Конічний диск*, профіль якого між так званою "шийкою" (див. рис. 2.3,*в*) і зовнішньою межею маточини являє собою трапецію, є більш складним технологічно, але може застосовуватися при значних (до 300...400 м/с) колових швидкостях.

4. Профіль тіла *гіперболічного диска* (див. рис. 2.3,*г*) окреслений за гіперболою. Обробка таких дисків вимагає спеціальних лекальних пристроїв, відрізняється значною складністю. Характеристики міцності гіперболічних дисків високі, однак через труднощі виготовлення і високу вартість вони значного поширення не набули. Застосовуються для багатовінцевих турбінних ступенів.

Перевагою роторів з насадними дисками є простота виготовлення, складання і балансування.

Ротори даного типу знаходять деяке застосування в осьових компресорах газотурбінних агрегатів. У газових турбінах, які характеризуються значними

перепадами температур (і внаслідок цього значними термічними напруженнями), посадка дисків на вал з натягом небажана і застосовується дуже рідко. Досить широке застосування такі ротори знайшли в парових турбінах малої і середньої потужності, які працюють на парі з температурою до 650 К.

Ротори зі стяжними болтами

Значного поширення в осьових компресорах і газових турбінах набуло з'єднання окремих дисків з хвостовими цапфами за допомогою стяжних осьових болтів – одного центрального або декількох периферійних.

За наявності одного **центрального стяжного болта** (рис. 2.8–2.10) необхідно передбачати спеціальні елементи для передачі крутного моменту. Так, у роторах на рис. 2.8,*а* та 2.10,*б,в* крутний момент передається осьовими штифтами в маточинах дисків.

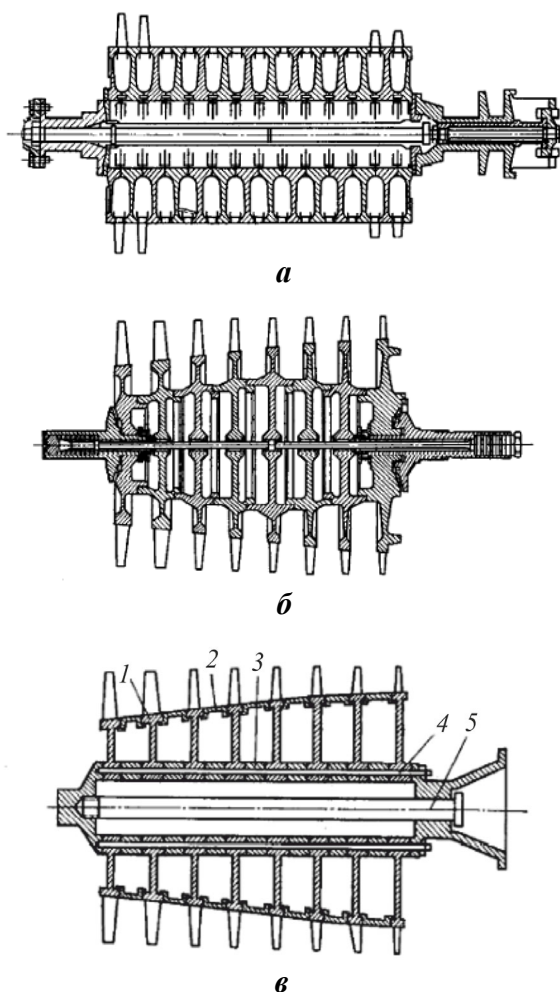
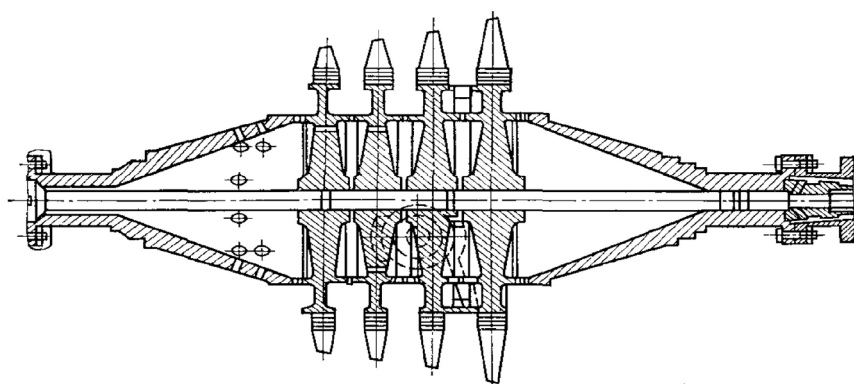


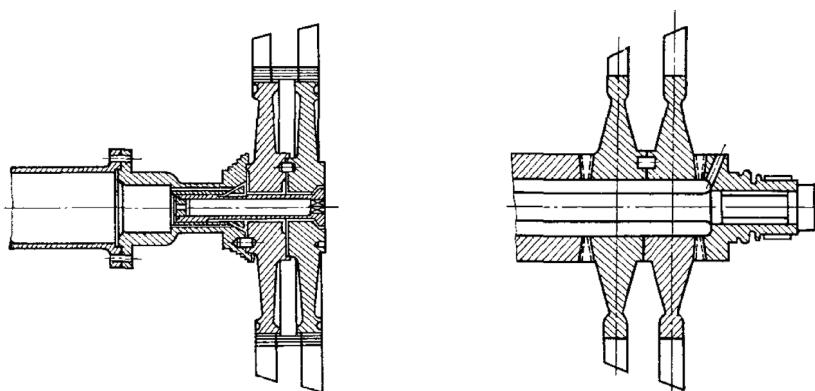
Рис. 2.8. Дисківі та дисково-барабанні складені ротори осьових компресорів із центральним стяжним болтом [33, с. 193]



Рис. 2.9. Установлення центрального стяжного болта на турбовальному двигуні Т58 компанії "General Electric Co."



a



б

в

Рис. 2.10. Дискові складені ротори газових турбін із центральним стяжним болтом [33, с. 259]

У роторі на рис. 2.8,*б* крутний момент передається силами тертя по поясках посадки дисків. Крім того, диски з'єднані радіальними стопорними болтами.

Центральним болтом 5 стягнутий ротор компресора на рис. 2.8,*в*. Крутний момент передається через шпонки між дисками 1 і внутрішніми розпірними кільцями 3, а також тертям між дисками і зовнішніми кільцями 2. Периферійні болти 4 технологічні, вони полегшують процес складання.

Для передачі крутного моменту також застосовуються торцеві шліци різної конфігурації (див. рис. 2.10,*а*). Найбільш часто застосовуються трикутні торцеві шліци – з'єднання типу **Хірт** (рис. 2.11 та 2.12). Також широко використовуються торцеві шліци криволінійної (евольвентної) форми: їх зуби мають бочкоподібну конфігурацію типу "пісового годинника" – з'єднання типу **Курвік** (рис. 2.13) [33, с. 257–258].

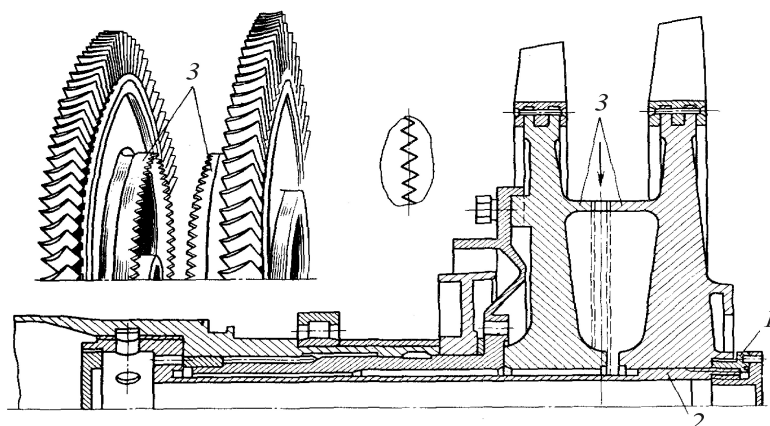


Рис. 2.11. Ротор із центральним стяжним болтом і передачею крутного моменту за допомогою трикутних торцевих шліців:
1 – гайка; 2 – стяжний болт; 3 – торцеві шліци



Рис. 2.12. Диск турбіни компанії ОАО "Климов" з трикутними торцевими шліцями



Рис. 2.13. Диск турбіни компанії "General Electric Co." з торцевими шліцями типу Курвік

Центральний стяжний болт сприймає значні навантаження внаслідок його попереднього натягу і можливої різниці температур між дисками та болтом. Щоб уникнути ослаблення затяжки дисків у процесі експлуатації, центральний болт, який виготовляється з високоміцної легированої сталі, встановлюють зі значним попереднім натягом, а в ряді випадків під його головку і під гайку вводять пружинні елементи (наприклад, див. рис. 2.8,б).

Для уникнення резонансних коливань і прогину центральний стяжний болт в одному або декількох місцях спирається на відповідне посадочне місце в диску. При значному діаметрі внутрішньої розточки ротора один з дисків виконують з малим отвором спеціально для підтримки центрального болта.

Частіше застосовується схема, при якій диски з'єднують **периферійними болтами** (рис. 2.14 та 2.15,а–д). При цьому з'являється можливість виготовлення дисків без центрального отвору для зниження рівня напружень в їх тілі. Крім того, з'єднання дисків периферійними болтами – єдино можливий вид збирання дискових роторів, усередині яких проходить вал іншого турбокомпресора або силової турбіни.

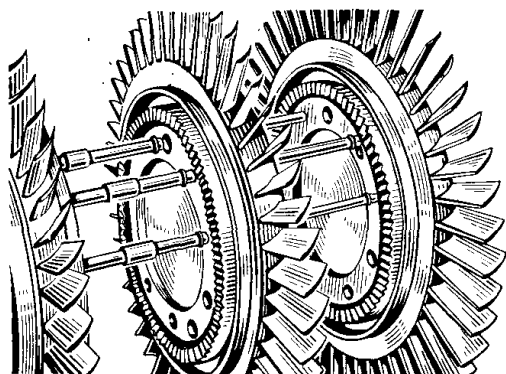


Рис. 2.14. Ротор з периферійними стяжними болтами і передачею крутного моменту за допомогою трикутних торцевих шліців

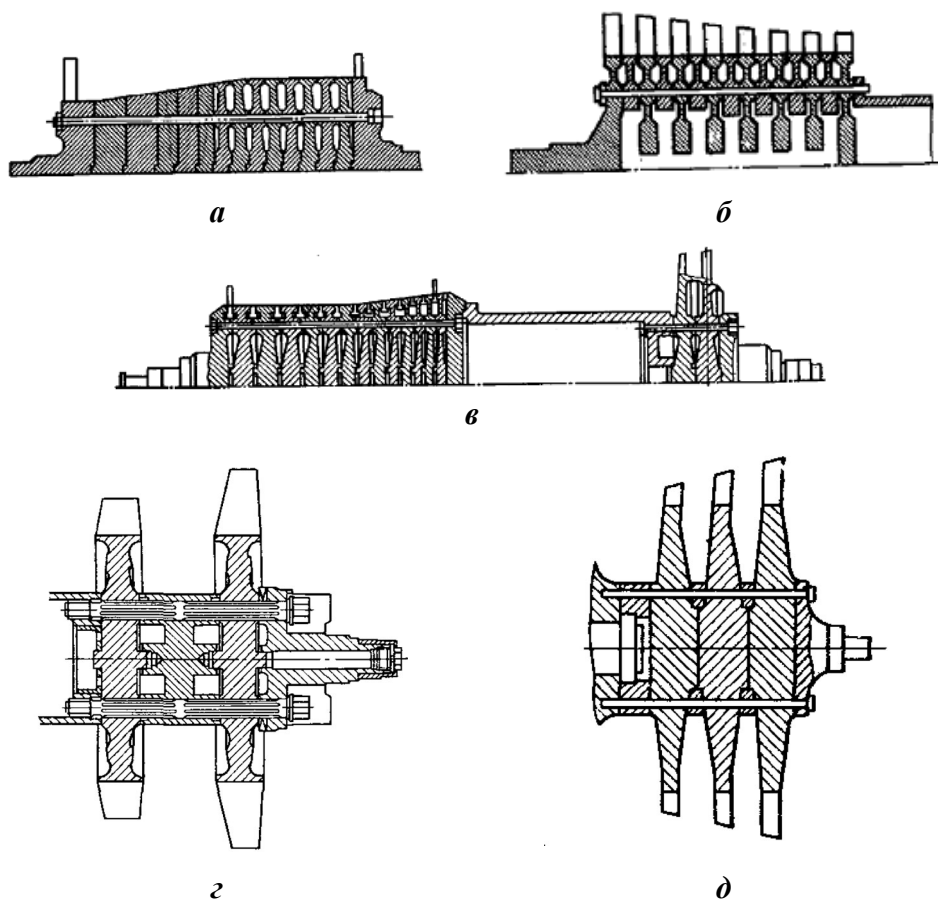


Рис. 2.15. Дискові складені ротори з периферійними стяжними болтами [33, с. 195]

Найбільш часто диски в роторах такої конструкції виконуються без центральних отворів, постійною товщиною або конічною формою. Оскільки навантаження від робочих лопаток відносно незначні, а жорсткість таких роторів чимала, то диски можна виготовляти без полегшувальних виточок.

Взаємне центрування дисків виконують як по заточках малого діаметра в центральній частині, так і по поясах у периферійних полицях. Іноді диски центрують за допомогою призонних втулок, які служать також для передачі крутного моменту.

Периферійні болти не призначені для передачі крутного моменту. Для цієї мети у складі ротора використовуються інші деталі. Найбільш часто застосовуються торцеві шліци різної конфігурації – типу Хірт та інші (див. рис. 2.11–2.14).

Периферійні болти витримують значні навантаження від затягування, а також згинальні навантаження, зумовлені відцентровими силами і різними радіальними переміщеннями сусідніх дисків. Це обумовлює жорсткі вимоги до теплового стану ротора: система охолодження повинна забезпечити

близькі температури різних дисків у місцях їх з'єднання. Нерівномірна затяжка периферійних болтів може призвести до прогину ротора і виникнення вібрацій. Для запобігання надмірному прогину периферійних болтів зазор між болтами та отворами в дисках вибирають мінімальним або передбачають кілька опорних поясів по довжині болта. Необхідно також відзначити, що отвори для болтів послаблюють тіло диска і створюють у цих місцях концентрацію напружень.

Ротори з радіальними штифтами

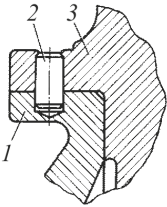


Рис. 2.16. З'єднання за допомогою радіальних штифтів:
1 – вал; 2 – радіальний штифт; 3 – диск

Вигідним за масою, жорсткістю, можливостями роботи при високій температурі із збереженням центрування, порівняно невеликою технологічною складністю вважається нероз'ємний спосіб з'єднання дисків між собою і з валом за допомогою гладких радіальних штифтів (рис. 2.16–2.19).

Крутний момент у таких роторах передається тертям по поверхнях, які з'єднуються з натягом, і радіальними штифтами, які працюють на зріз. Розміри штифтів вибирають такими, щоб навіть за відсутності тертя опір зрізу було забезпечено [15, с. 164]. Тертя по сполучених поверхнях може припинитися через деякий період роботи внаслідок неоднакового прогріву з'єднаних деталей і місцевої пластичної деформації цих поверхонь.

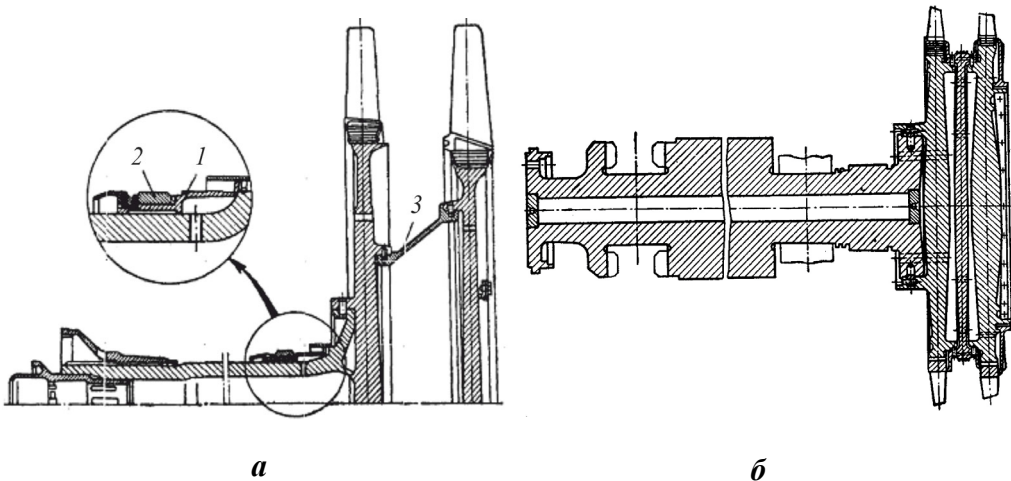


Рис. 2.17. Ротори турбін з радіальними штифтами [19, с. 20]:
1 – проміжна втулка (тепловий дросель); 2 – внутрішня обойма підшипника;
3 – силове кільце

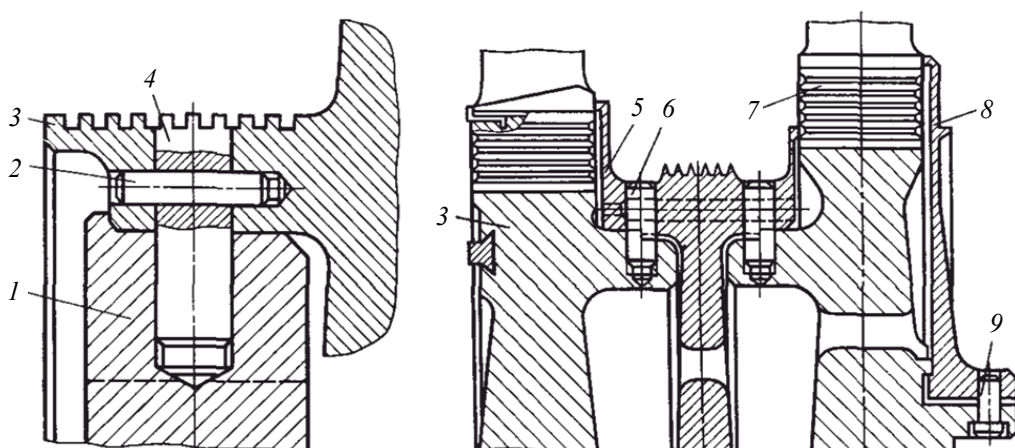


Рис. 2.18. З'єднання ротора за допомогою радіальних штифтів [33, с. 256]:

1 – вал; 2 – стопорний штифт; 3 – диск; 4, 6, 9 – радіальні штифти;
5 – проміжний диск; 7 – робоча лопатка; 8 – покривний диск

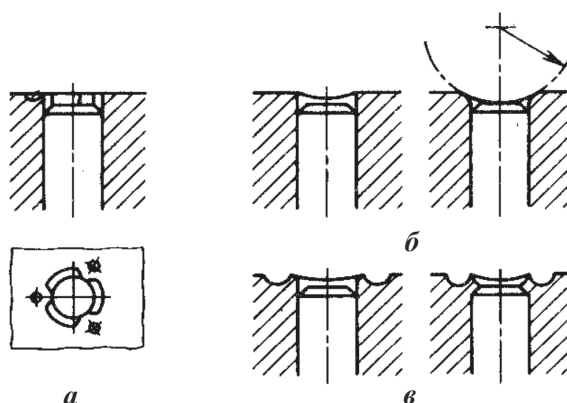


Рис. 2.19. Варіанти фіксування радіальних штифтів [15, с. 166]:

a – кернуванням; *б* – обтисканням кулькою або сферичною поверхнею;
в – завальцюванням циліндричного пояска малої товщини

У схемі на рис. 2.17, *a* для кріплення використовується силове кільце 3, яке встановлюється на кільцеві бурти дисків з натягом і скріплюється з ними штифтами. Штифти вводяться з натягом 0,2...0,4 мм у спільно оброблені отвори в кріпильних елементах вузла з'єднання. Таке з'єднання відрізняється значною міцністю і жорсткістю (з'єднання на значному радіусі, натяг по поверхнях посадки та радіальних штифтах) і є порівняно простим у виробництві. У ньому виключається ослаблення диска монтажними отворами.

Можливим є з'єднання дисків між собою без допомоги силового кільця із застосуванням кільцевих буртів.

Обов'язковою умовою у розглядуваному з'єднанні є радіальне положення штифтів. Так, наприклад, за нормами ЗАО "Невский завод", не допускається

відхилення осі штифта від радіального положення більш ніж на 0,02 мм на глибині отвору при посадковому діаметрі диска близько 200 мм [33, с. 255].

Для оберігання штифтів від випадіння під дією відцентрових сил передбачають різні способи фіксування. Наприклад, штифт 4 на рис. 2.18 закріплений осьовим стопорним штифтом 2; штифти 6 закріплені розкарбуванням матеріалу по краях отворів; штифт 9, установлюваний усередині пояска, має головку. Часто з метою стопоріння передбачають розташування над штифтами спеціальних кілець, лабіринтових втулок тощо. У всіх випадках на штифті необхідно виконувати фаску або канавку. Їх наявність зменшує небезпеку появи тріщин і надривів матеріалу при його осадці. Різні варіанти фіксування шляхом створення пластичних деформацій зображені на рис. 2.19.

Кріплення за допомогою радіальних штифтів часто застосовується для приєднання консольних дисків (див. рис. 2.17,б).

Недоліком з'єднання є те, що при нагріванні дисків та їх витяжці відбувається зменшення натягу по поверхнях стику, а при тривалій роботі утворюється зазор, який призводить до зниження жорсткості конструкції.

Ротори з фланцевим з'єднанням

У роторах газотурбінних агрегатів широко застосовується фланцеве з'єднання, тобто з'єднання за допомогою фланців або буртів, наявних на валу і диску. У такій конструкції передача крутного моменту та осьового зусилля від диска до вала може здійснюватися по-різному.

Види фланцевих з'єднань роторів зображені на рис. 2.20 та 2.21. Кріплення може здійснюватися (див. рис. 2.20) за допомогою гвинтів (а), болтів (в та г) або шпильок (б). Центрування забезпечується спеціальними поясками, за якими створюється натяг (див. рис. 2.20,в), призонними втулками (див. рис. 2.20,б) або болтами (див. рис. 2.21).

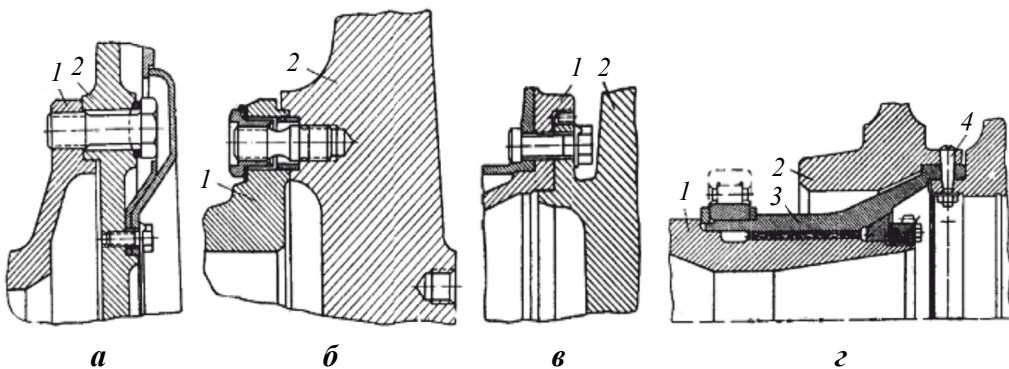


Рис. 2.20. Види фланцевих з'єднань ротора [19, с. 18]:

а – за допомогою гвинтів; б – за допомогою шпильок і призонних втулок;
в – за допомогою радіальних шпильок і болтів; г – за допомогою проміжного шпилькового хвостовика і радіальних кінцевих болтів; 1 – вал; 2 – диск;
3 – хвостовик; 4 – кінцевий болт

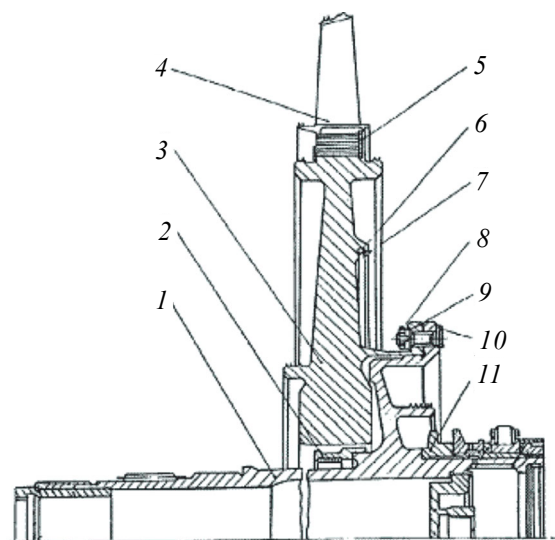


Рис. 2.21. Ротор турбіни низького тиску двигуна UGT 15000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" [19, с. 39]:

1 – вал турбіни; 2 – втулка ущільнення; 3 – диск; 4 – робоча лопатка;
5 – сегмент; 6 – фіксатор; 7 – балансувальний тягарець; 8 – гайка;
9 – шайба; 10 – болт; 11 – втулка

Фланцеве з'єднання є різновидом розбірного з'єднання. Воно відносно легке у виробництві, забезпечує простоту збирання і розбирання, проте має ряд істотних недоліків, наприклад значне відведення тепла з диска на вал, ослаблення диска отворами та кріплення внаслідок розтягування гвинтів (болтів), які працюють при високих температурах.

Ослаблення тіла диска отворами під гвинти або болти компенсується місцевими стовщеннями диска, однак це веде до збільшення його маси. Часто для усунення ослаблення диска отворами на ньому роблять фланець (див. рис. 2.20,*в* та 2.21), за допомогою якого і здійснюється з'єднання диска з валом.

Передача крутного моменту здійснюється:

тертям по поверхнях контакту диска з фланцем вала (див. рис. 2.20,*а*);
роботою на зріз призонних втулок (див. рис. 2.20,*б*) або болтів (див. рис. 2.21);
радіальними або торцевими шліцями.

При передачі крутного моменту тертям для зменшення потрібної затяжки гвинтів (болтів) з'єднання диска з валом розміщують на якомога більшому радіусі при значній поверхні контакту сполучених деталей.

На рис. 2.20,в показане фланцеве з'єднання диска з валом, в якому крутний момент передається евольвентними радіальними шліцями, а осьове зусилля – болтами, які працюють на розтяг. Надійне центрування диска забезпечується за рахунок натягу по центрувальному буртику, який при розігріві і розтягуванні диска збільшується. Однак при цьому сильно зростають напруження посадки.

Надійне центрування диска в гарячому і холодному стані забезпечується при передачі крутного моменту торцевими шліцями.

У конструкції, зображеній на рис. 2.20,г, з'єднання диска 2 з валом 1 здійснене за допомогою проміжного елемента – шліцьового хвостовика 3. Диск з'єднаний з хвостовиком конічними болтами 4. Передача крутного моменту та осьової сили забезпечується силами тертя і роботою конічних болтів на зріз. Хвостовик з'єднується з валом по шліцах, які передають крутний момент на вал. Осьова фіксація хвостовика на валу здійснюється гайкою. Шліцьове з'єднання хвостовика з валом сприяє зменшенню передачі тепла від диска на вал.

2.2.2. Дисково-барабанні складені ротори

Позитивні якості роторів барабанного (висока жорсткість) і дискового (висока міцність) типів об'єднує ротор дисково-барабанний. Він являє собою набір дисків з розширеними на периферії циліндричними буртами або проставками, які утворюють барабанні ділянки. Ці ділянки, з'єднуючись між собою або з дисками, передають крутний момент. До переднього і заднього дисків кріпляться конічні цапфи.

Вибір матеріалу і форми дисків не обмежений якими-небудь особливими технологічними або конструктивними вимогами. Тому дисково-барабанний складений ротор можна зробити максимально міцним і легким.

На відміну від дискових роторів даний ротор має високу згинальну жорсткість і, отже, значну критичну частоту обертання.

Дисково-барабанні ротори широко застосовуються в осьових компресорах ГТА (багатоступінчастість компресорних роторів обумовлює збільшення їх довжини і відстані між опорами, що негативно позначається на згинальній жорсткості); також часто їх використовують у складі газових турбін.

Існують такі **способи з'єднання деталей** дисково-барабанного ротора: запресовуванням та радіальними штифтами; стяжними болтами; фланцеве з'єднання під болт; за допомогою зварювання.

У першому випадку барабанна частина одного диска запресовується на обід іншого (рис. 2.22,*а*), для чого перший диск нагрівається до 100...150 °С. Після запресовування свердяться і розгортаються радіальні отвори, в які з натягом установлюються штифти, що передають крутний момент. Значний діаметр барабана забезпечує високу міцність і жорсткість ротора та дозволяє розмістити велику кількість штифтів малого діаметра. Навіть при значних діаметрах ротора товщина стінок дисків і барабана виходить невеликою. Маса такого ротора не перевищує маси ротора барабанного типу.

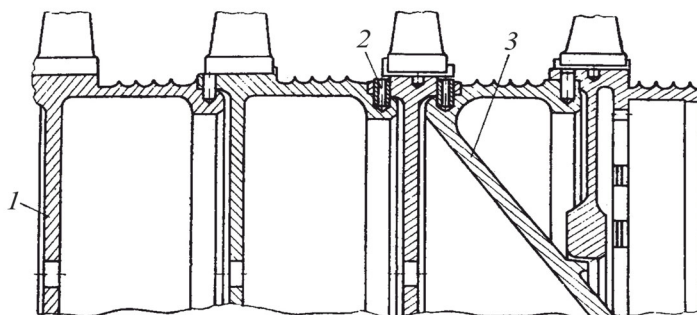
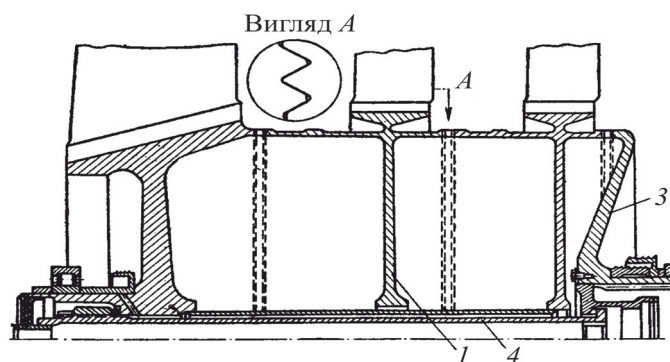
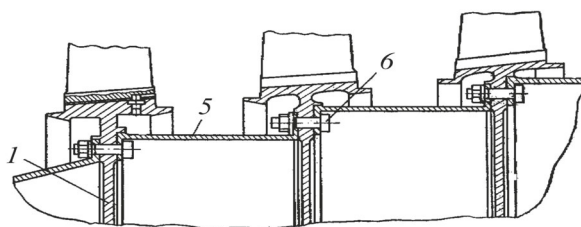
*а**б**в*

Рис. 2.22. Ротори дисково-барабанного типу [17, с. 32]:

- а* – з'єднання радіальними штифтами; *б* – з'єднання центральним стяжним болтом;
в – фланцеве з'єднання дисків; 1 – диск; 2 – радіальний штифт; 3 – цапфа;
 4 – стяжний болт; 5 – проміжне кільце; 6 – призонний болт

Недоліками даного способу з'єднання є:

труднощі виготовлення дисків з розширеними буртами;
складність розбирання ротора після запресовування дисків.

Останнього недоліку не мають ротори із з'єднанням частин **за допомогою стяжних болтів** (див. рис. 2.22, *б*, а також рис. 2.8, 2.14 та 2.15). Для передачі крутного моменту і взаємного центрування деталей в таких роторах часто використовуються торцеві шліци (особливості конструкції роторів зі стяжними болтами розглянуто раніше в розд. 2.2.1).

На рис. 2.23 показаний ротор газотурбінного двигуна SGT5-2000E (V94), типовий для компанії "Siemens AG" [19, с. 42].

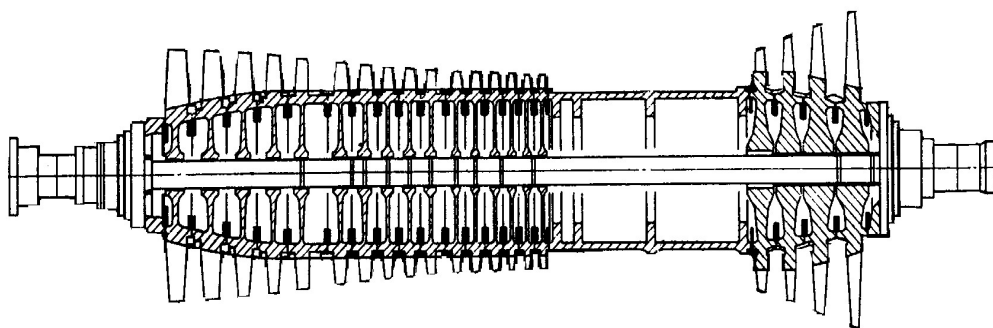


Рис. 2.23. Ротор двигуна SGT5-2000E (V94) компанії "Siemens AG"

Ротор двоопорний, дисково-барабанний, складається з дисків, які несуть робочі лопатки, двох кінцевих частин і проміжної (між компресором і турбіною) вставки барабанного типу. Диски роторів компресора і турбіни мають центральний отвір, взаємно центруються трикутними торцевими шліцами і стягуються центральним болтом за допомогою спеціального гідравлічного пристрою. Зусилля, створюване пристроєм, легко контролюється і, отже, може бути завжди витримане однаковим. Цей спосіб затягування кінцевих гайок зручний при ремонтних роботах, виконуваних безпосередньо на місці експлуатації. Стяжний болт для запобігання вібрації спирається в кількох місцях на диски.

На рис. 2.24 зображений ротор газової турбіни двигуна MS7001B компанії "General Electric Co." [19, с. 43], з'єднання частин якого здійснюється за допомогою периферійних стяжних болтів. Між основними дисками, що несуть робочі лопатки, встановлені проміжні диски, за допомогою яких проводиться ущільнення соплових апаратів і які утворюють барабанну частину ротора.

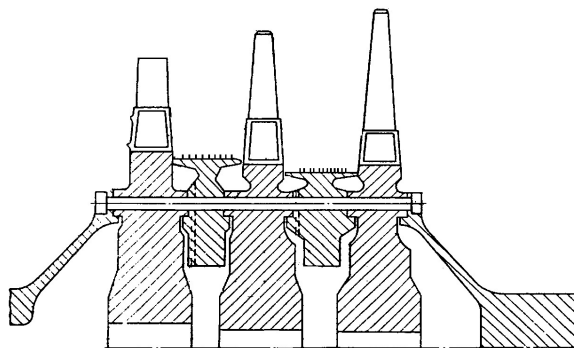


Рис. 2.24. Ротор газової турбіни двигуна MS7001B компанії "General Electric Co."

У роторах з фланцевим болтовим з'єднанням (див. рис. 2.22,в) передача крутного моменту здійснюється призонними болтами або тертям по сполучених поверхнях. Центрування проводиться за допомогою знову ж таки призонних болтів або кільцевими буртами.

Із збільшенням діаметрів дисків зростають і діаметри проміжних кілець, що веде до ступінчастого розташування болтів. Такий ротор має малу масу, є простим у виготовленні і зручним у збиранні.

На торцях роторів дисково-барабанного типу встановлюються **цапфи** (конічні або фігурні) з короткими валами для встановлення підшипників (див. рис. 2.22,а та б). Сталеві цапфи виготовляють разом з валом; у цапфи з алюмінієвих або титанових сплавів вали запресовують і, крім того, з'єднують їх з цапфами за допомогою радіальних штифтів. Останні забезпечують центрування і передачу крутного моменту при ослабленні натягу в результаті нагрівання стінки або її пружної деформації під дією відцентрових сил.

Кріплення цапф до дисків звичайно здійснюється тими ж способами, що і з'єднання дисків між собою, тобто за допомогою радіальних штифтів, стяжних болтів або фланців. Збільшення конусності цапф (кут при основі) підвищує згинальну жорсткість ротора і зменшує ймовірність розбіжності стиків у місцях з'єднання дисків.

Розрізняють цапфи **прямої конусності** (див. рис. 2.22,а) і **зворотної конусності** (див. рис. 2.22,б). Як наголошується у [14, с. 16], при конусності від 45 до 75° цапфи першого виду мають приблизно в два рази більшу жорсткість, ніж цапфи другого виду. Перевагою цапф зворотної конусності є посилення затяжки центрального стяжного болта під дією відцентрових сил у роторах відповідного типу. Крім того, застосування цапф зворотної конусності дозволяє зменшити довжину ротора і тим самим скоротити розміри і масу газотурбінного агрегату в цілому.

Диски, цапфи, вали і барабани роторів механічно обробляються з високою мірою точності і піддаються статичному балансуванню. Зібраний ротор (із закріпленими лопатками) балансується динамічно.

Високий рівень сучасної зварювальної техніки дозволяє застосовувати **методи зварювання при виготовленні роторів** турбомашин (рис. 2.25). Зварювання в газотурбобудуванні є одним з провідних процесів, які дозво-

ляють значно підвищити коефіцієнт використання металу, зменшити металоемність, трудомісткість і підвищити надійність, а також працездатність виробів, що випускаються [34, с. 270].

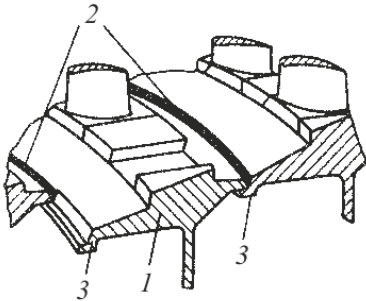


Рис. 2.25. З'єднання секцій ротора зварюванням:

1 – секція ротора; 2 – зварний шов;
3 – центруючий пояс

Дисково-барабанні зварні ротори складаються з кількох дисків, звичайно рівного опору, з'єднаних кільцевими зварними швами по периферії розширених ободів, зовнішні поверхні яких утворюють барабан, на якому кріпляться робочі лопатки (рис. 2.26).

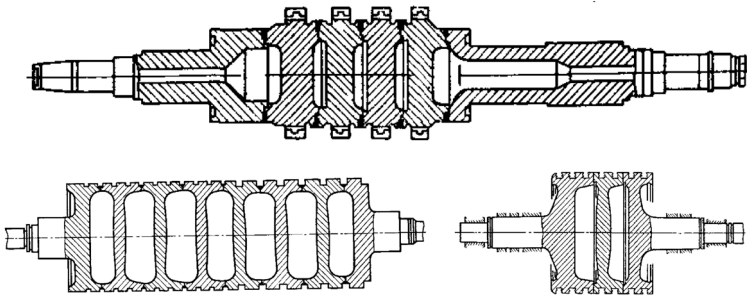


Рис. 2.26. Дисково-барабанні зварні ротори

На рис. 2.27 показана типова конструкція ротора газотурбінних двигунів компанії "Alstom S.A.". Ротор зварний, складається з 5...12 дисків компресора, хвостовика, проміжної барабанної частини ротора і двох-трьох турбінних дисків. Ротор зварюється зі штампованих дисків, викуваних з феритної сталі (12 % Cr, містить також Ni, Mo, V), у два етапи: внутрішній шов зварюється в середовищі аргону, інша частина шва – під шаром флюсу. Зварний ротор забезпечує високу вібраційну стабільність, оскільки не має рознімних з'єднань. Завдяки високій жорсткості конструкції критичне число обертів ротора істотно більше від робочого.

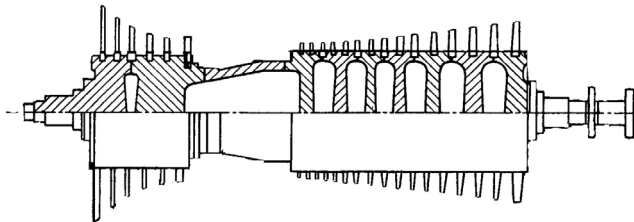


Рис. 2.27. Типова конструкція ротора двигунів компанії "Alstom S.A."

Незважаючи на суттєві переваги, виготовлення зварних роторів має ряд труднощів металургійного, технологічного та конструкторського характеру. Для виготовлення деталей таких роторів необхідна сталь, яка поєднує у собі достатньо високі пружні і пластичні характеристики з якісною зварюваністю. Конструкція з'єднання і технологія зварювання повинні забезпечити отримання зварного з'єднання високої якості, незважаючи на значну (з точки зору зварювання) товщину з'єднуваних деталей. Необхідним є застосування складних засобів контролю якості зварного з'єднання.

У складних схемах двигунів з'єднання частин ротора може здійснюватися одночасно кількома способами. Як приклад розглянемо ротор компресора низького тиску двигуна UGT 15000 підприємства ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект" (рис. 2.28).

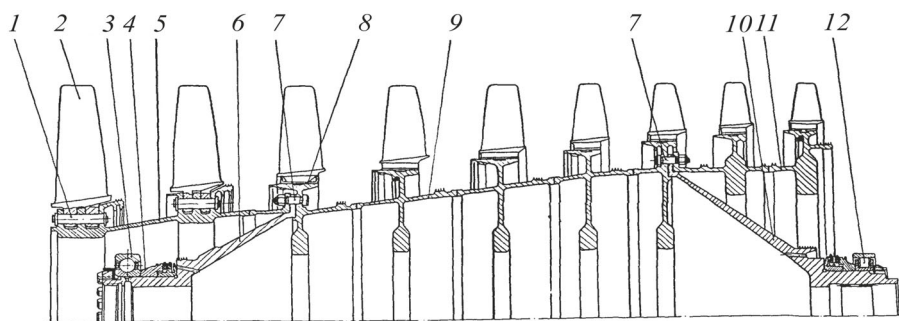


Рис. 2.28. Ротор компресора низького тиску двигуна UGT 15000 [19, с. 36]:

- 1 – палець; 2 – робочі лопатки; 3 – передня опора; 4 – масловідбивач;
- 5 – барабан 1–2-го ступенів; 6 – передня цапфа; 7 – болт;
- 8 – замок; 9 – барабан 3–7-го ступенів; 10 – задня цапфа;
- 11 – барабан 8–9-го ступенів; 12 – задня опора

Ротор дев'ястиступінчастого компресора двоопорний, дисково-барабанної конструкції, складається з передньої цапфи 6, задньої цапфи 10, робочих лопаток 2 і дисків, з'єднаних за допомогою електронно-променевого зварювання в три нероз'ємні складові одиниці: барабан 5 першого-другого ступенів, барабан 9 третього-сьомого ступенів, барабан 11 восьмого-дев'ятого ступенів. Між собою та з цапфами барабани з'єднані за допомогою фланців і болтів 7. Диски 1, 2, 8 та 9-го ступенів розміщені на роторі консольно.

Ротор двигуна ГТД 110 (спільна розробка підприємств ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект" та ОАО "НПО "Сатурн") зображений на рис. 2.29, сам двигун – на рис. 2.30.

Ротор двигуна дисково-барабанної конструкції, складається з п'яти частин, з'єднаних між собою радіальними штифтами і фланцями. Диски компресора і турбіни в секціях з'єднані електронно-променевим зварюванням. Ротор спирається на два підшипники ковзання діаметром 400 мм [19, с. 39–41].

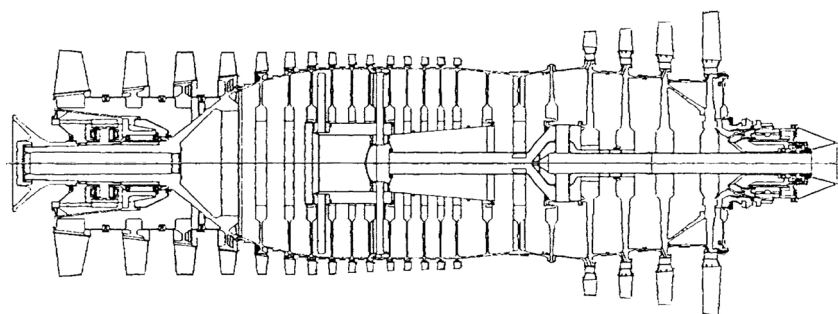


Рис. 2.29. Ротор двигуна ГТД 110 [19, с. 41]

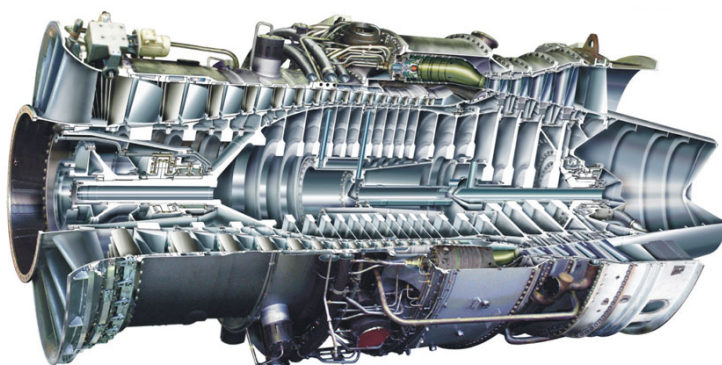


Рис. 2.30. Двигун ГТД 110 у розрізі

Ротор 15-ступінчастого компресора складається з трьох навісних дисків (1–3-го ступенів), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5–10-го ступенів, 11–15-го ступенів) і робочих лопаток (рис. 2.31).

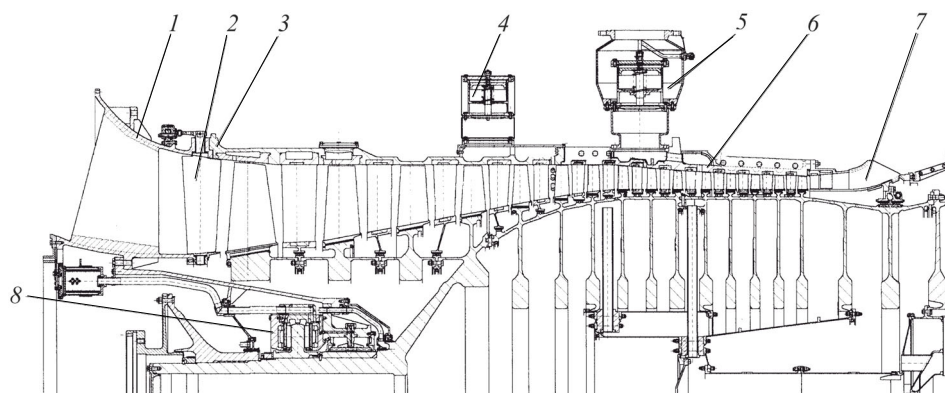


Рис. 2.31. Компресор двигуна ГТД 110 [23, с. 86]:

1 – передній корпус; 2 – вхідний напрямний апарат; 3 – корпус 1–5-го ступенів;
4 – клапан перепуску; 5 – клапан перепуску з компенсатором;
6 – корпус 6–14-го ступенів; 7 – дифузор; 8 – передня опора

Барабани з'єднані між собою і з диском-цапфою за допомогою радіальних штифтів. Навісні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки фланцями і болтами.

На 17-му диску компресора встановлений фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Диски чотириступінчастої турбіни з'єднуються між собою радіальними штифтами та електронно-променевим зварюванням. Диск 4-го ступеня до ротора прикріплюється болтами через конічну втулку (рис. 2.32).

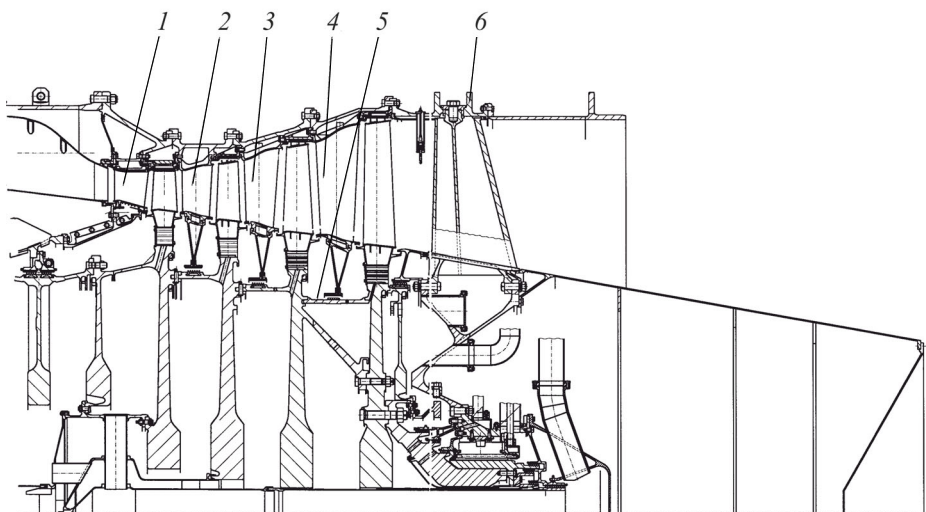


Рис. 2.32. Турбіна двигуна ГТД 110 [23, с. 90]:

1, 2, 3, 4 – сопловий апарат 1, 2, 3 та 4-го ступеня відповідно;
5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

На роторі турбіни з боку диска 4-го ступеня навішаний допоміжний диск, який несе лабіринтові вставки для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор навішаний проміжний диск, який підвищує жорсткість конструкції і забезпечує підведення охолоджувального повітря.

2.2.3. Барабанні складені ротори

Складений ротор барабанного типу являє собою тонкостінний циліндр або зрізаний конус, виготовлений із сталі або алюмінієвого сплаву, на якому закріплені робочі лопатки. Дві кришки, які закривають барабан з торців, мають цапфи, якими ротор спирається на підшипники (рис. 2.33 та 2.34, *a–e*).

Окремі частини таких роторів з'єднуються між собою за допомогою фланців (болтами або шпильками) або радіальних штифтів, причому застосовуються пристрої для точного центрування частин та забезпечення свободи термічних переміщень з'єднаних деталей. Можна також виготовляти барабанний складений ротор з механічно оброблених сталевих поковок, зварюючи їх між собою в стик.

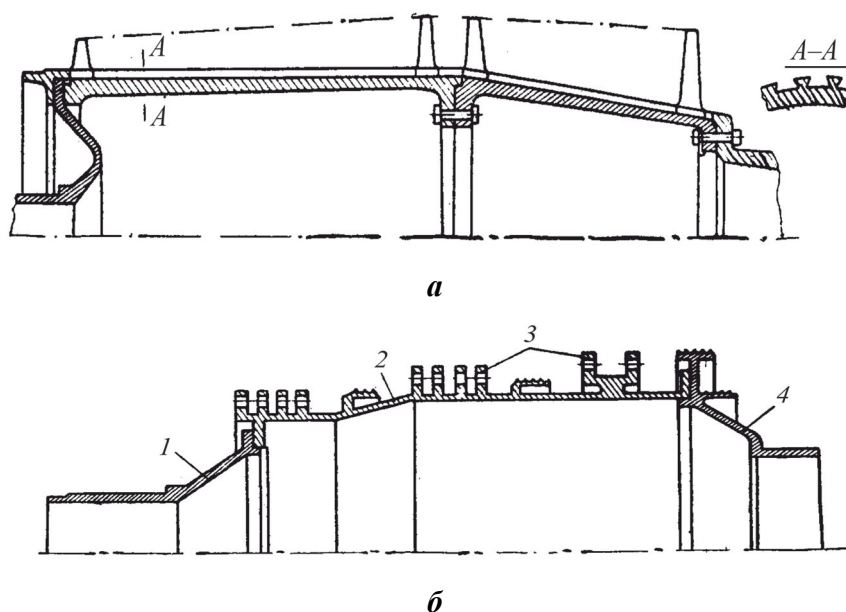


Рис. 2.33. Складені ротори барабанного типу:

a – ротор з поздовжніми пазами; *б* – ротор компресора низького тиску двокаскадного ГТА;
 1 – передня цапфа; 2 – барабан; 3 – місця кріплення робочих лопаток;
 4 – задня цапфа

На зовнішній поверхні барабана прорізуються кільцеві або поздовжні (див. рис. 2.33,*a*) пази для кріплення робочих лопаток. **При поздовжніх пазах** кількість лопаток для всіх ступенів однакова і дорівнює числу таких пазів. При однаковій масі барабан з поздовжніми пазами менш міцний, ніж з кільцевими. Проте виготовлення барабана з поздовжніми пазами дешевше, а кріплення лопаток істотно простіше. Відстань між лопатками витримується за допомогою проставок, які встановлюються в пазах.

Кільцеві пази дозволяють установлювати різне число робочих лопаток для кожного ступеня, проте кріплення лопаток і заміна їх при ремонті є складними.

Основними перевагами складених роторів барабанного типу є простота конструкції і виготовлення, невелика маса і значна поперечна жорсткість, що забезпечує досить високу критичну частоту обертання.

Недоліком барабанного ротора є мала міцність під дією відцентрових сил. Допускається його використання тільки в малооборотних турбомашинах з коловою швидкістю на периферії до 200 м/с.

Барабанні складені ротори знаходять деяке застосування в осьових компресорах газотурбінних агрегатів. Проте через незначні колові швидкості напірність ступенів таких компресорів виявляється невисокою, що обумовлює збільшення загального числа ступенів, зростання довжини і маси ротора. Крім того, малооборотні компресори не вигідні й для приєднаних до них турбін, оскільки зумовлюють збільшення їх діаметра.

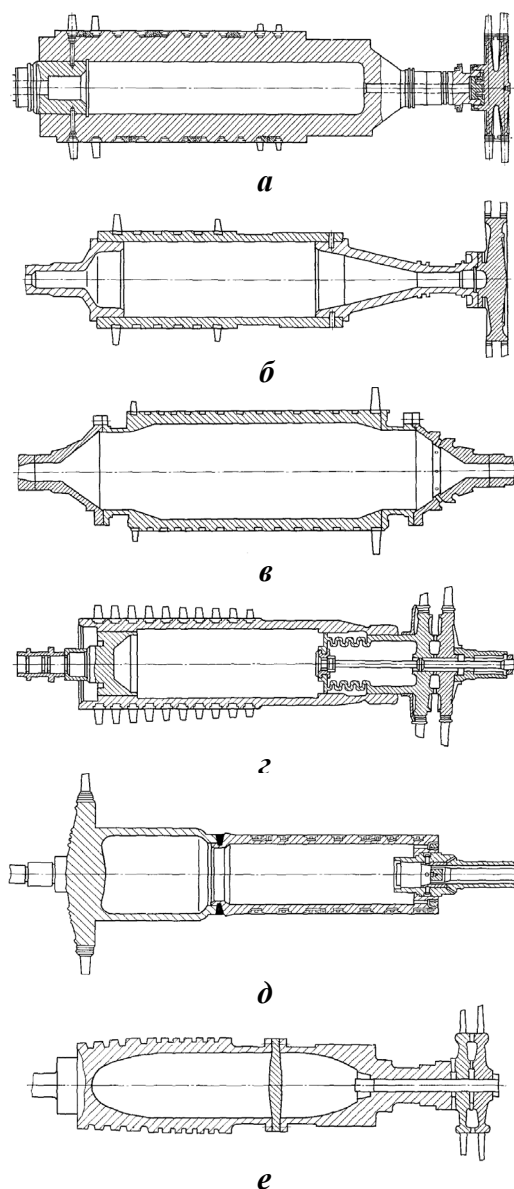


Рис. 2.34. Барабанні ротори осьових компресорів [33, с. 190–191]

У даний час барабанні складені ротори застосовуються головним чином у малооборотних парових турбінах при невеликих початкових параметрах пари або за відсутності особливих вимог до маневреності агрегату.

Розглянуті конструкції роторів газотурбінних агрегатів не вичерпують усіх можливих варіантів їх виконання. У кожному конкретному випадку конструкція ротора повинна ув'язуватися із загальною схемою двигуна, числом і розташуванням опор, типом силового корпусу, а також діючими навантаженнями.

2.3. З'єднання роторів турбомашин

Ротори турбомашин з'єднують між собою, з редуктором або із споживачем крутного моменту (наприклад, генератором) за допомогою муфт. Муфти повинні передавати крутний момент, а в деяких конструкціях (із спільним упорним підшипником) і осьове зусилля. Якщо у кожного із з'єднуваних роторів є свій упорний підшипник, то необхідно, щоб муфта допускала незалежний осьовий зсув валів. При цьому бажано, щоб через муфту передавалася вібрація одного ротора іншому і щоб конструкція муфти допускала деякий ексцентриситет з'єднуваних валів, а також відхилення їх осей від загальної осьової лінії ротора.

Можна виокремити такі основні **типи з'єднувальних муфт**: жорсткі (фланцеві), рухомі та еластичні.

На рис. 2.35 вгорі та внизу від осьової лінії зображені два різних варіанти виконання **жорсткої (фланцевої) муфти** [10, с. 345]: напівмуфти 1 та 2 з'єднуються болтами, поставленими з зазором (варіант I) або без зазору (варіант II).

У першому випадку крутний момент передається за рахунок сил тертя, що виникають у стикі напівмуфт від затягування болтів, у другому випадку – безпосередньо болтами, які працюють на зріз.

Болти, поставлені без зазору, можуть одночасно виконувати функцію центрування валів. При постановці болтів із зазором центрування проводиться кільцевим виступом (буртом) 3.

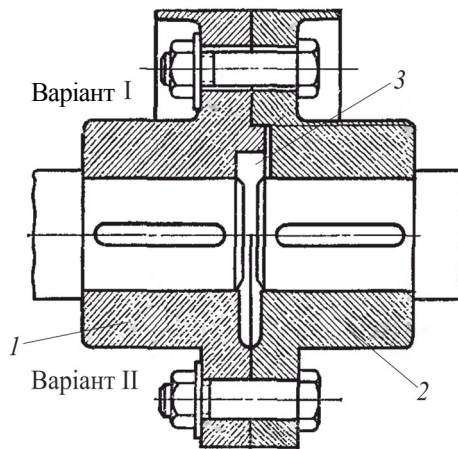


Рис. 2.35. Жорстка (фланцева) муфта

Установлення болтів без зазору дозволяє отримати муфти менших розмірів і тому є більш поширеним. Отвори під з'єднувальні болти в даному випадку обробляють розверткою і болти щільно підганяють до отворів.

Перевагою фланцевих муфт є простота конструкції і порівняно невеликі габарити. Основний недолік – передача вібрації одного ротора підшипникам іншого. Крім того, сама муфта може бути джерелом виникнення вібрації внаслідок недостатньо точного її центрування.

Фланцеві муфти широко застосовуються для різних типів турбомашин, найчастіше – для з'єднання вала турбін невеликої та середньої потужності з валом генератора. Це дає можливість установлювати ротор турбіни і ротор генератора на трьох підшипниках. Фланцевими муфтами з'єднують також ротори дво- та трикорпусних парових турбін великої потужності з метою застосування одного упорного і трьох опорних підшипників на два ротори, що дає можливість скоротити загальну довжину турбоагрегату.

Іноді фланцеві муфти застосовуються для з'єднання відносно коротких двоопорних роторів компресора і газової турбіни. Подібна схема реалізована, наприклад, у двигуні ГТД 110 (див. рис. 2.29 та 2.30). З'єднання компресорної і турбінної частин ротора здійснюється в даному випадку за допомогою фланців і призонних болтів.

У турбомашинах, де можлива неспіввісність з'єднуваних валів та їхні суттєві взаємні осьові переміщення, застосовують **рухомі з'єднувальні муфти**, найбільш поширеною з яких є **зубчаста (шліцьова) муфта**.

Найпростіший варіант виконання зубчастої муфти показаний на рис. 2.36 [19, с. 48]. Муфта складається з двох закріплених на кінцях з'єднуваних валів зірочок 1 з нарізаними зубами евольвентного профілю і з'єднувального барабана (зубчастого вінця) 2, у западини якого входять зуби зірочок. Сумарний бічний зазор між зубами повинен бути не більше 0,3...0,4 мм, площа контакту кожного зуба повинна становити не менше 60 % його робочої поверхні.

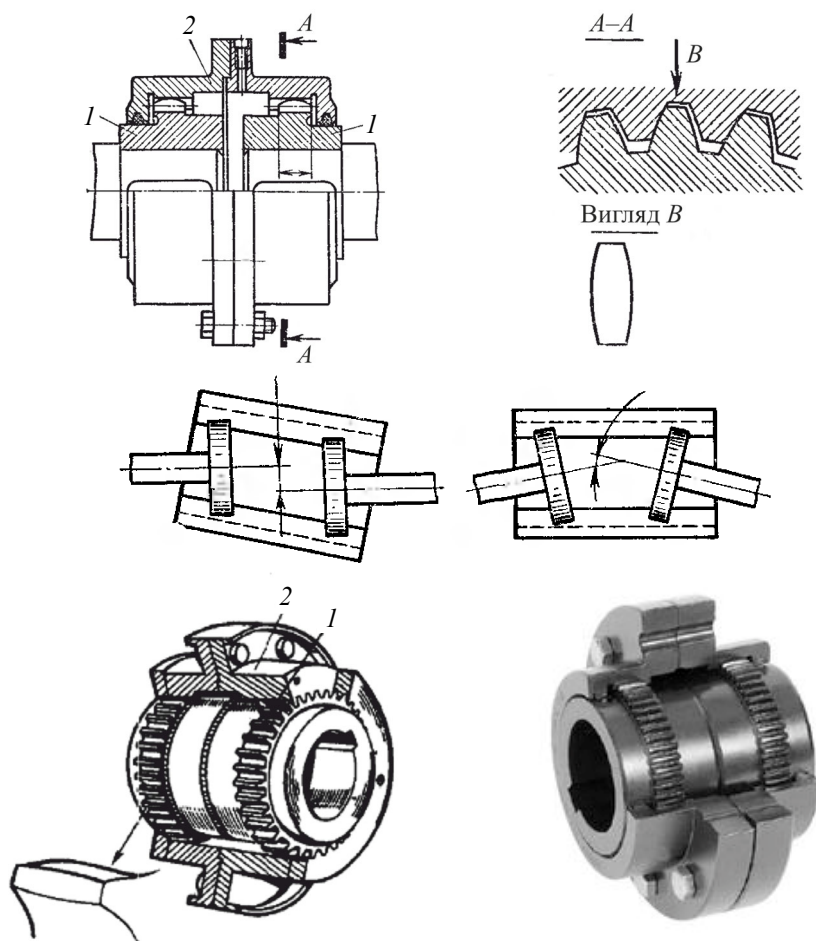


Рис. 2.36. Зубчаста муфта:

1 – зубчасті зірочки; 2 – з'єднувальний барабан

Для захисту розглядуваного зубчастого з'єднання від зносу до нього бажано підводити змащення.

Зубчасті (шліцьові) муфти в газотурбінних агрегатах часто застосовуються для з'єднання валів компресора і турбіни, а також у деяких випадках для з'єднання турбіни з валом редуктора.

Елементи шліцьового з'єднання роторів компресора і турбіни авіаційного двигуна показані на рис. 2.37.

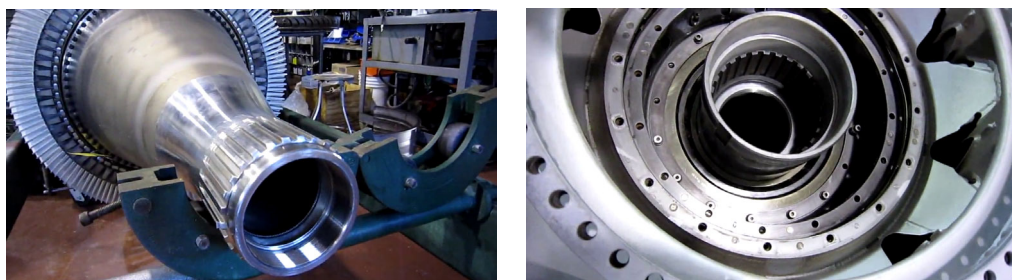


Рис. 2.37. Елементи шліцьового з'єднання роторів авіаційного двигуна

Зубчасте (шліцьове) з'єднання дає можливість істотно спростити технологію виробництва (відпадає потреба в точному centruванні і спільній обробці поверхонь посадки в корпусах підшипників), забезпечує можливість збирання окремих вузлів (роздільно компресора, камери згоряння і турбіни) та роздільного балансування роторів компресора і турбіни.

За своєю конструкцією зубчасті з'єднувальні муфти можуть значно відрізнятися одна від одної. Так, наприклад, з'єднувальні муфти, зображені на рис. 2.38, *а* та *б*, складаються з провідних і ведених шліцьових втулок, закріплених відповідно на валах турбіни і компресора [19, с. 54]. Крутний момент передається за допомогою коротких шліців на вінцях втулок, а осьові зусилля сприймаються напівсферичними опорними поверхнями 2 (див. рис. 2.38, *а*) або з'єднувальним болтом 7 (див. рис. 2.38, *б*). Через те що осьові зусилля від роторів компресора і турбіни спрямовані в протилежні сторони, на упорний підшипник передається тільки різниця цих зусиль.

Такі з'єднувальні муфти надійні в роботі, але складніші. Крім того, при їх використанні ускладнюється монтаж, оскільки для збирання муфти потрібні спеціальні люки в корпусі двигуна.

Просте з'єднання валів турбіни і компресора зображене на рис. 2.39 [19, с. 56]. Тут зовнішні шліци вала компресора входять у зачеплення з внутрішніми шліцами вала турбіни і служать для передачі крутного моменту. З'єднання валів в осьовому напрямку здійснюється за допомогою стяжного болта 3, який вкручується у вал компресора і через упорну втулку впирається у вал турбіни.

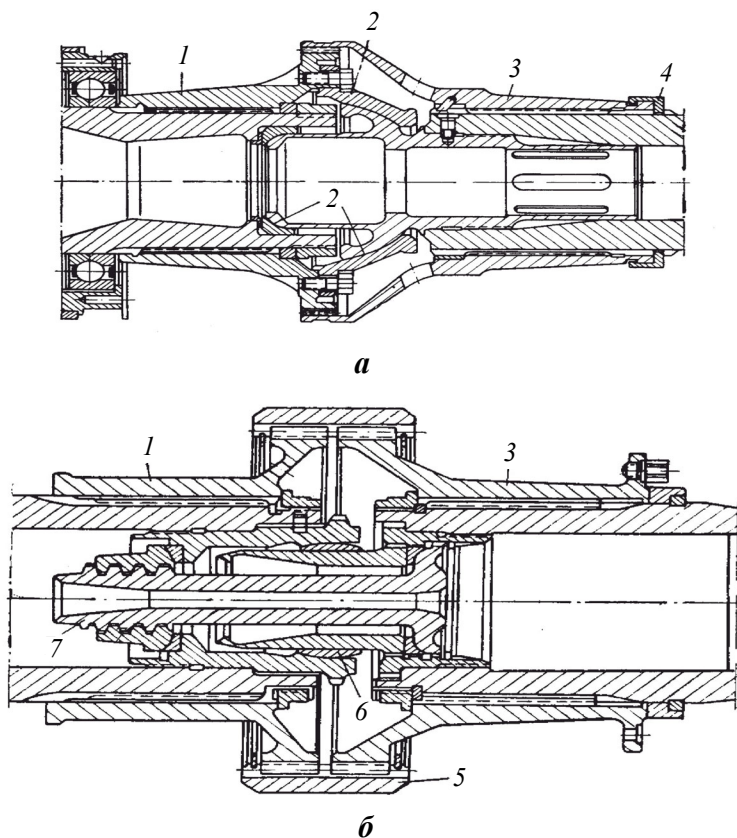


Рис. 2.38. Шліцьові з'єднувальні муфти:

a – із сферичним наконечником; *б* – зі стяжним болтом; 1 – ведена шліцьова втулка; 2 – напівсферичні опорні поверхні; 3 – провідна шліцьова втулка; 4 – стопорне кільце; 5 – шліцьова втулка; 6 – сферичне кільце; 7 – з'єднувальний болт

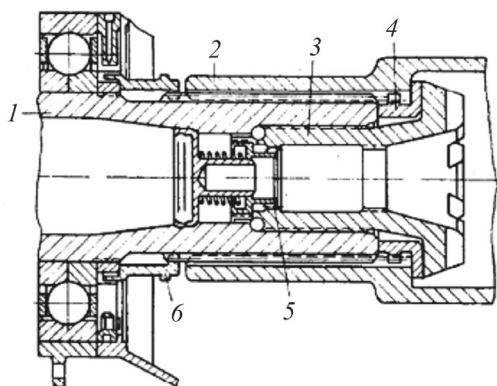


Рис. 2.39. З'єднання валів турбіни і компресора:

1 – вал компресора; 2 – вал турбіни; 3 – стяжний болт; 4 – упорна втулка; 5 – контровка стяжного болта; 6 – дистанційна втулка

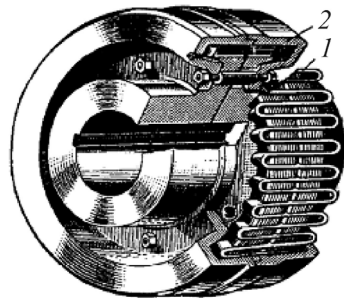
Осьовий зазор 0,3...0,5 мм, який передбачається між торцем вала турбіни і дистанційною втулкою, а також зазори в шліцах допускають деякий перекис валів. Для вкручування стяжного болта потрібен вільний доступ до торця вала компресора.

Застосовується також багато інших шліцевих способів з'єднання валів турбіни і компресора.

В **еластичних муфтах**¹ крутний момент від одного вала до іншого передається через еластичний (пружний) елемент. Завдяки цьому в муфті швидко гасяться коливання, які можуть передаватися з одного ротора на інший, а також виключена передача згинального моменту від одного вала до іншого, навіть за відсутності ідеального збігу осьових ліній з'єднаних валів.

На рис. 2.40 показана пружинна еластична муфта, яка застосовується ОАО "Ленинградский металлический завод" [19, с. 49]. Фланці, які надягаються на вали, мають зубчасту нарізку. Між зубами фланців вставляється хвиляста пружина 1. Для зручності монтажу пружина розрізається на окремі секції. Кожух 2 жорстко з'єднується з одним фланцем муфти. Між отворами другого фланця і кріпильними болтами, а також між кожухом і фланцем передбачають зазори, які забезпечують осьове переміщення роторів. Крутний момент передається за допомогою хвилястої пружини.

Рис. 2.40. Пружинна еластична муфта:
1 – хвиляста пружина; 2 – кожух



Масло для змащування поверхонь тертя надходить від розміщених біля підшипників отворів, просвердлених у маточині напівмуфт, і зливається крізь отвори на торцевих поверхнях корпусу, які розміщені так, щоб пружина була затоплена маслом.

Пружина в пази напівмуфт закладається з зазором 0,5...0,8 мм.

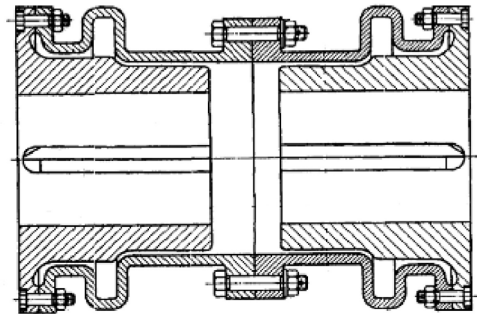
Пружинна муфта допускає незалежний поздовжній зсув роторів, а також незначний ексцентриситет з'єднаних валів. Деяка складність конструкції і підвищена вартість виготовлення цілком окупаються її перевагами.

¹Еластичні муфти в літературі також часто називають **пружними** або **гнучкими**.

Цю муфту застосовують головним чином для з'єднання вала турбіни з валом редуктора і з'єднання валів багатокорпусних парових турбін.

На рис. 2.41 показана еластична муфта, яка застосовується ОАО "ЛМЗ" для з'єднання роторів турбін з роторами генераторів або з'єднання циліндрів середнього і низького тисків парових турбін (таку муфту іноді в літературі називають **напівжорсткою** або **напівгнучкою**) [19, с. 51].

Рис. 2.41. Еластична муфта
ОАО "ЛМЗ"



На кінцях валів, які мають незначну конусність, насаджують з натягом фланці. Вони утримуються від прокручування поздовжніми шпонками. Між фланцями вставляється хвиляста напівгнучка частина муфти. Остання є жорсткою на кручення і пружною на вигин. Наявність хвилястої частини муфти пом'якшує передачу вібрації від одного ротора іншому. Напівгнучка частина муфти жорстко з'єднується болтами з фланцями.

Широко застосовуються **еластичні муфти дискового типу**. Ці муфти передають значні крутні моменти і можуть компенсувати зсув осей роторів. Різновид дискової муфти використовує у своїх газотурбінних агрегатах підприємство ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект" для передачі крутного моменту від вала силової турбіни на вал споживача (рис. 2.42).

Муфта складається з корпусу 6, двох еластичних дискових щік 2 та 4, з'єднаних між собою призонними болтами 1 (на зовнішньому діаметрі) і призонними болтами 3 (на внутрішньому діаметрі). Щока муфти 2 має фланець із шліцами, до якого приєднується ресора.

Крутний момент від вала силової турбіни на корпус муфти 6 передається за допомогою радіальних шліців. На корпусі 6 встановлений лабіринт 5, який разом із задньою кришкою опорного вінця турбіни утворює ущільнення масляної порожнини опорного вінця. На корпусі також розміщений елемент датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

З'єднання силової турбіни з редуктором через еластичну муфту і ресору забезпечує нормальну роботу газотурбінного агрегату при незначних перекосах валів двигуна і редуктора.

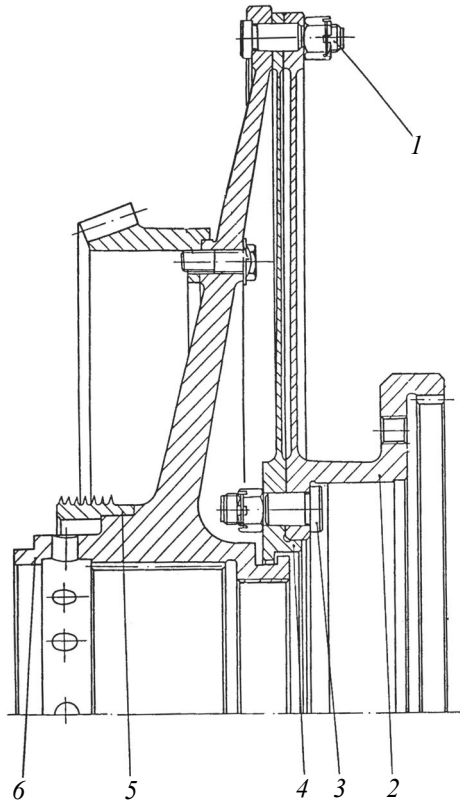


Рис. 2.42. Еластична муфта двигуна UGT 15000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" [19, с. 52]:

1, 3 – призонні болти; 2, 4 – щоки (диски) муфти;
5 – лабіринт; 6 – корпус муфти

Контрольні питання і завдання

1. Які головні типи роторів осьових турбомашин за способом виготовлення та за конструкцією?
2. Охарактеризуйте будову, назвіть переваги та недоліки суцільнокованих роторів.
3. Охарактеризуйте будову, назвіть переваги та недоліки складених роторів.
4. Проаналізуйте конструкцію дискових складених роторів.
5. Поясніть конструкцію дисково-барабаних складених роторів.
6. Проаналізуйте конструкцію барабаних складених роторів.
7. Які головні типи з'єднань роторів турбомашин?
8. Охарактеризуйте будову зубчастої (шліцьової) муфти.

3. ОПОРИ ТУРБОМАШИН

Під опорою турбомашини будемо розуміти підшипниковий вузол, на який спирається ротор турбомашини і який сприймає та передає на корпус масу ротора і діючі осьові навантаження.

Конструкція опори з будь-яким типом підшипника повинна забезпечити: підведення і відведення необхідної кількості мастила; можливість теплового розширення ротора; зручність збирання і розбирання; ущільнення вузла від витоків мастила; в ряді випадків осьову фіксацію ротора.

Крім того, опори повинні відрізнятися достатніми міцністю і жорсткістю (останнє не відноситься до спеціальних демпферних і пружно-демпферних опор).

Звичайна **послідовність конструювання опор турбомашин** є такою: складається ескіз і силова схема двигуна, що дозволяє вибрати число і тип опор;

визначаються навантаження, які діють на кожну опору;
вибираються тип, розмір і клас точності підшипника;
оцінюється тепловий режим підшипників, що визначає тип і витрату мастила;
вибираються типи масляних і повітряних ущільнень;
перевіряється можливість підведення мастила до опори і відведення від неї.

Специфіка конструктивного виконання опор газотурбінних агрегатів пов'язана із значними припливами тепла від поруч розташованих нагрітих елементів ротора і корпусу. Це вимагає організації надійної системи охолодження підшипника і спеціальних конструктивних заходів, які дозволяють зберігати співвісність корпусів підшипників і турбомашин.

Число опор вибирається залежно від довжини і жорсткості ротора двигуна. Ротор турбомашини може спиратися на дві, три, чотири і більше опор.

Дві опори вибираються для ротора вільної силової турбіни (рис. 3.1,*а*), а також для турбокомпресора, в якому ротори компресора і турбіни з'єднані в єдину конструкцію (див. рис. 3.1,*б,в*).

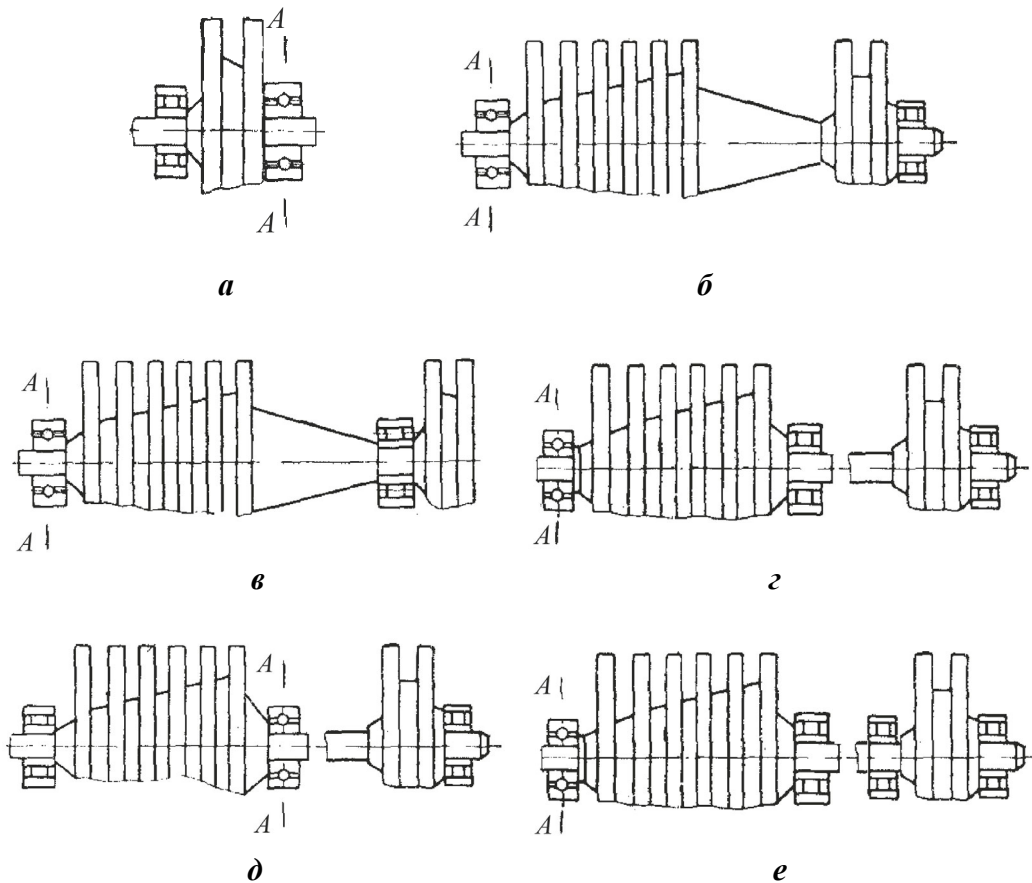


Рис. 3.1. Схеми роторів турбомашин газотурбінних агрегатів:
а – двоопорний ротор вільної силової турбіни; **б** – двоопорний ротор турбокомпресора; **в** – двоопорний ротор турбокомпресора з консольним розташуванням турбіни; **г**, **д** – трьохопорні ротори турбокомпресора; **е** – чотирьохопорний ротор турбокомпресора

Підшипник, який сприймає осьові навантаження – як від газодинамічних сил, так і від теплового розширення ротора (на рис. 3.1 **площина АА** – це площина осьової фіксації ротора), для вільної силової турбіни намагаються розмістити з боку споживача, тим самим запобігаючи передачі на нього (споживача) цих навантажень.

Для ротора турбокомпресора площину осьової фіксації, як правило, розташовують перед компресором. Теплові припливи в опору від суміжних деталей в цій частині двигуна мінімальні, а отже, упорний підшипник буде працювати в кращих температурних умовах.

Для зменшення сумарної довжини турбокомпресора його задню опору можна розташовувати перед турбіною – це так зване **консольне розташування ротора турбіни** (див. рис. 3.1, **в**). Однак при цьому жорсткість ротора зменшується. Прикладом є ротори турбокомпресорів високого тиску

двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект".

Основною перевагою двоопорної конструкції є простота і легкість, однак застосування двох опор можливе лише при порівняно невеликій відстані між опорами і значній жорсткості як ротора, так і корпусу двигуна.

При значній відстані від передньої опори до турбіни або при довгій (багатоступінчастій) турбіні доцільно виконувати ротор турбокомпресора **трьох-опорним** (див. рис. 3.1,з,д). Площину осьової фіксації (упорний підшипник) можна розташовувати при цьому або в передній (див. рис. 3.1,з), або в задній (див. рис. 3.1,д) опорі компресора. Схема на рис. 3.1,з характерна, наприклад, для турбокомпресорів низького тиску двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект"; схема на рис. 3.1,д – для турбокомпресора високого тиску двигуна UGT 16000 тієї ж фірми.

Чотирьохопорні ротори турбокомпресора (див. рис. 3.1,е) застосовуються при значній довжині вала, коли отримання достатньої жорсткості ротора і корпусів спричиняє значне збільшення їх маси. При використанні чотирьохопорного ротора спрощується збирання та балансування вузлів турбіни і компресора, але дещо зростає маса двигуна. Прикладом такої конструкції ротора може бути ротор турбокомпресора низького тиску двигуна UGT 16000.

За функціональним призначенням підшипники, що входять до складу опор газотурбінних агрегатів, поділяються на радіальні (опорні), упорні і радіально-упорні.

Радіальні (опорні) підшипники служать для сприйняття маси ротора і можливих додаткових радіальних сил, що виникають при роботі (через хитавицю судна, незрівноваженість ротора та ін.). Інше їх призначення – радіальне центрування ротора щодо корпусу турбіни або компресора.

Упорні підшипники призначені для сприйняття осьового зусилля, що діє на ротор унаслідок газодинамічного впливу потоку на робочі лопатки, перепаду тисків на дисках і торцевих поверхнях вала ротора. Крім того, упорні підшипники служать для осьового центрування ротора щодо корпусу турбіни.

Радіально-упорні підшипники призначені для сприйняття комбінованих навантажень, тобто одночасно діючих радіальних та осьових навантажень.

За конструкцією підшипники турбомашин можуть бути підшипниками **кочення і ковзання**.

3.1. Опори з підшипниками кочення

Підшипники кочення широко застосовуються в турбінах і компресорах газотурбінних агрегатів авіаційного типу. До їх **основних переваг** (порівняно з підшипниками ковзання) належать:

незначний коефіцієнт тертя (а отже, незначні механічні втрати і витрата масла на охолодження опори, що істотно спрощує конструкцію системи змащення);

здатність надійно працювати при високих частотах обертання (в сучасних ГТА–5000...18000 об/хв; у допоміжних двигунах – 35000...120000 об/хв [13, с. 207]);

широкий вибір стандартних типів підшипників;

незначна довжина;

простота монтажу та обслуговування.

Недоліки підшипників кочення:

незначна довговічність (цей параметр істотно залежить від навантаження та частоти обертання ротора і коливається в інтервалі 8000...30000 год);

більший радіальний розмір;

більша маса.

У газотурбінних агрегатах знаходять застосування підшипники кочення **кулькові** (як радіальні і радіально-упорні) та **роликові** (як радіальні).

На рис. 3.2, *a–e* та 3.3 показані різні типи **кулькових** підшипників.

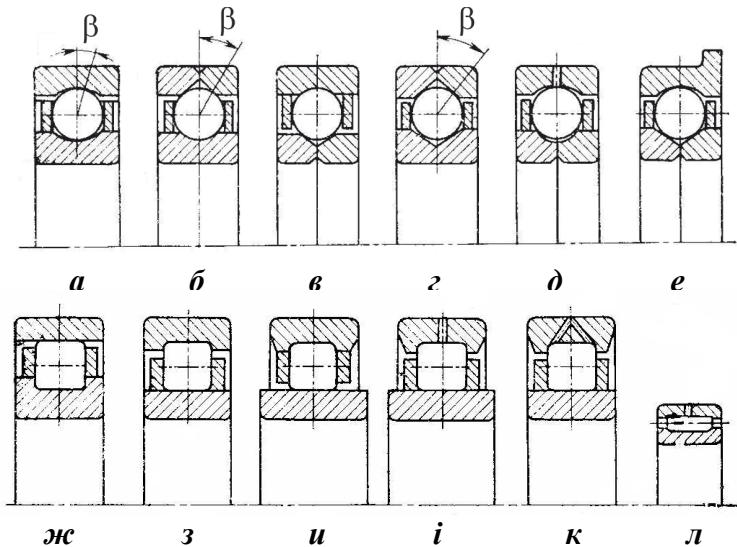


Рис. 3.2. Типи підшипників кочення:

a–e – кулькові; *ж–л* – роликові



Рис. 3.3. Кулькові підшипники:

a, б – зі штампованим клепаним сепаратором; *в* – з масивним сепаратором

Однорядний двоточковий (дві точки дотику кульки з кільцями) **кульковий підшипник** (див. рис. 3.2,*а*) може сприймати радіальні і незначні осьові навантаження. Радіус бігової доріжки в ньому дещо більший від радіуса кульки. Під дією осьової сили в підшипнику утворюється кут контакту β , значення якого визначає допустиме навантаження (чим більший кут, тим більшим є витримуване осьове навантаження).

Підшипник, зображений на рис. 3.2,*б*, має зовнішнє роз'ємне кільце, а підшипник на рис. 3.2,*в* – внутрішнє роз'ємне кільце. Підшипники з роз'ємними кільцями мають більше число кульок, більшу глибину канавок у кільцях і збільшений кут контакту β , тому вони можуть сприймати більші радіальні та особливо осьові навантаження. Їх називають **триточковими**, маючи на увазі, що кожна кулька має контакт з біговими доріжками кілець у трьох точках.

Підшипник, наведений на рис. 3.2,*г*, має зовнішнє роз'ємне кільце і більш глибоку, профільовану двома радіусами канавку внутрішнього кільця, що дає можливість збільшити кут контакту β без збільшення осьового люфту підшипника. Кожна кулька в таких підшипниках має контакт з кільцями в чотирьох точках, тому їх називають **чотириточковими**. Такі підшипники можуть сприймати ще більші радіальні та осьові навантаження.

Для можливості їх складання чотириточкові підшипники можуть бути виконані з одним роз'ємним кільцем: зовнішнім (див. рис. 3.2,*г*) або внутрішнім (див. рис. 3.2,*д*). Роз'ємні кільця дають можливість застосувати більш міцний нероз'ємний сепаратор. Однак поряд з коченням, унаслідок різних значень швидкостей в місцях дотику кульок і бігових доріжок, кульки проковзують, що збільшує тертя, спричиняє нагрівання і вимагає збільшеної подачі масла в опору для охолодження.

Триточкові і чотириточкові підшипники застосовуються при значних осьових навантаженнях в опорах компресорів і турбін. Триточкові підшипники застосовуються також у вузлах, де потрібні малі осьові люфти, наприклад у конічних зубчастих передачах.

Якщо осьове навантаження є таким значним, що не може бути сприйняте одним чотириточковим підшипником, то застосовують опору, яка складається з двох або трьох підшипників, як буде показано далі.

На рис. 3.2,*е* зображено підшипник з буртиком на зовнішньому кільці, який призначений для кріплення до корпусу (буртик затискається між корпусом і прикручуванням до нього фланцем).

На рис. 3.2,*ж–л* та 3.4 показані різні типи **роликових підшипників**. Вони різняться тим, що буртики, які направляють ролики, виконані на внутрішньому (див. рис. 3.2,*ж*) або зовнішньому (див. рис. 3.2,*з*) кільці. Внутрішні кільця підшипників, призначених для значних осьових температурних переміщень вала і корпусу, виконують більш широкими (див. рис. 3.2,*и,к*), ніж зовнішні.

Роликові підшипники завдяки збільшеній контактній поверхні витримують значно більші радіальні навантаження, ніж кулькові (в середньому

на 70...90 %). Проте вони зовсім не призначені для сприйняття осьових навантажень і не допускають перекосу вала. При перекосі вала ролики починають працювати крайками і підшипник швидко руйнується.



Рис. 3.4. Роликові підшипники

Роликові голчасті підшипники (див. рис. 3.2, д та 3.5) мають значно менші, ніж інші типи підшипників кочення, масу і радіальні розміри, проте їх несуча здатність і швидкохідність обмежені. При збільшенні частоти обертання допустиме навантаження голчастих підшипників зменшується, тому їх застосовують при незначних навантаженнях і частотах обертання, наприклад в опорах поворотних лопаток осьових компресорів, у передачах до агрегатів і т. д.



Рис. 3.5. Роликовий голчастий підшипник

Для зменшення радіальних розмірів роликові підшипники можуть виконуватися без зовнішнього або внутрішнього кільця. У цьому випадку ролики котяться по спеціально оброблених цементуванням або азотуванням поверхнях деталей.

Підшипникова промисловість колишнього СРСР випускає підшипники кочення **п'яти розмірних серій**: надлегкої, особливо легкої, легкої, середньої і важкої. При однакових значеннях внутрішнього діаметра підшипника чим легша серія, тим більша його допустима частота обертання і менша вантажопідйомність (тобто витримувані радіальні навантаження), і навпаки.

Усі підшипники можна класифікувати **за класом точності виготовлення**. Розрізняють класи точності 0 (нормальний клас), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий) і 2 (надвисокий). Від точності виготовлення значною мірою залежить працездатність підшипника, однак при цьому одночасно зростає і його вартість, як показано в таблиці [10, с. 331].

Клас точності	0	6	5	4	2
Відносна вартість	1,0	1,3	2,0	4,0	10,0

Як наголошується в [20, с. 360], при використанні підшипників класів точності 6 та 5 з масивними сепараторами з кольорових металів граничну

частоту їхнього обертання можна підвищити приблизно в 1,5 разу, а застосування підшипників класу точності 4 або 2 з текстолітовими сепараторами дозволяє майже вдвічі збільшити граничну частоту обертання в порівнянні з підшипниками класу точності 0. Для досягнення подібних показників підвищення класу точності має обов'язково супроводжуватися дотриманням більш високих вимог до якості монтажу та експлуатації підшипникового вузла в цілому.

Підшипники кочення є стандартними конструкціями, основні розміри яких залежно від режимних параметрів наводяться в каталогах і довідниках. Тому при конструюванні опор на їх основі займаються, як правило, не розрахунком підшипників, а правильним вибором їх виходячи з розрахованих умов навантаження.

Однак необхідно враховувати, що в каталогах і довідниках містяться дані щодо підшипників головним чином загального застосування, які можуть не забезпечити необхідної довговічності опор ГТА. Тому при конструюванні нової турбомашини спеціалізовані підприємства часто проектують новий підшипник спеціально для неї з урахуванням умов роботи конкретного підшипникового вузла.

Сепаратори підшипників можуть бути клепаними – роз'ємними (рис. 3.6) або масивними – суцільними (рис. 3.7 та 3.8). Для їх виготовлення застосовується штампування або механічна обробка.



Рис. 3.6. Розібраний кульковий підшипник із клепанним сепаратором

Сепаратор розподіляє тіла кочення рівномірно по колу, що виключає тертя між ними, і розподіляє навантаження на них; застосування масивних сепараторів з кольорових металів дозволяє витримувати значні частоти обертання. Використання сепараторів дає можливість зменшити розмір кульок і роликів. Безсепараторні підшипники, незважаючи на їх підвищену здатність до навантаження, в опорах ГТА не застосовуються внаслідок швидкого виникнення у них так званого **ефекту кільцевого зносу**, який зумовлюється зіткненням тіл кочення при їх обертанні.



Рис. 3.7. Масивний бронзовий сепаратор кулькового підшипника



Рис. 3.8. Роликовий підшипник з масивним бронзовим сепаратором

В опорах компресорів і турбін застосовують переважно однорядні кулькові та роликові підшипники легких серій високих класів точності з добре збалансованими масивними бронзовими або дуралюміновими сепараторами.

Центрування сепараторів здійснюється по зовнішньому або внутрішньому кільцю.

При centruванні сепаратора по зовнішньому кільцю поліпшується змащення внутрішнього кільця і поверхонь centruвання, балансування сепаратора в процесі роботи та відведення тепла від нього через більш холодне зовнішнє кільце. До недоліків centruвання по зовнішньому кільцю належать: збільшення маси сепаратора, необхідність точного вибору зазору між сепаратором і зовнішнім кільцем, щоб уникнути його заїдання при нагріванні внаслідок різниці коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів і деформації деталей під дією відцентрових сил.

Для хорошої роботи підшипника дуже велике значення має **стан дотичних поверхонь** сепаратора і кілець, залежний від якості обробки і від процесу припрацювання їх при першій обкатці двигуна.

Мінімальний **коефіцієнт тертя** в підшипниках кочення спостерігається при тонкій плівці масла малої в'язкості. Змащення в підшипниках кочення необхідне для запобігання корозії та зносу робочих поверхонь при сухому терті і головним чином для відведення тепла тертя.

Збільшення діаметра кульок або роликів зменшує коефіцієнт тертя, але збільшує розміри і масу підшипників. Збільшення числа кульок або роликів збільшує коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя кулькових підшипників лежить у межах 0,002...0,004 і може доходити при запуску двигуна в умовах низьких температур до 0,008 внаслідок підвищеної при цьому в'язкості масла.

У роликових підшипниках через тертя на торцях роликів коефіцієнт тертя більший, ніж у кулькових, і становить 0,003...0,006.

У голчастих підшипниках коефіцієнт тертя ще більший і становить 0,008...0,020. Це пояснюється проковзуванням голок і тертям між ними.

У ненавантаженій частині підшипника голки взагалі не котяться, а ковзають; у навантаженій частині проковзування (вже при коченні) виникає через перекося голок унаслідок їх значної відносної довжини.

Проведені дослідження показали, що в роликівих підшипниках, які є опорами роторів газотурбінних двигунів і працюють в умовах підведення до них досить значних кількостей масла, втрати потужності складаються не тільки з втрат на тертя. У результаті перемішування масла тілами кочення в каналі підшипника виникають гідродинамічні втрати, які становлять до 80 % від загальних витрат потужності на привід підшипника. У зв'язку з цим втрати в газотурбінних роликівих підшипниках не можна оцінювати загальноприйнятим для звичайних підшипників кочення способом – через коефіцієнт тертя, бо він не відображає в цілому явищ, які відбуваються в цих підшипниках [27, с. 457].

Довговічність роботи підшипників кочення залежить від їх конструкції, величини і напрямку діючих навантажень, від частоти обертання, умов роботи та особливо від температури деталей підшипника.

На температуру підшипника впливають теплопідведення від сполучених деталей, навантаження, частота обертання, кількість подаваного масла, умови його підведення і циркуляція в підшипнику, конструкція елементів підшипника. Струмені масла повинні проходити в зазор між сепаратором і внутрішнім кільцем (рис. 3.9), для того щоб масло подавалося до внутрішнього кільця, бігова доріжка якого змащується недостатньо в результаті дії відцентрових сил.

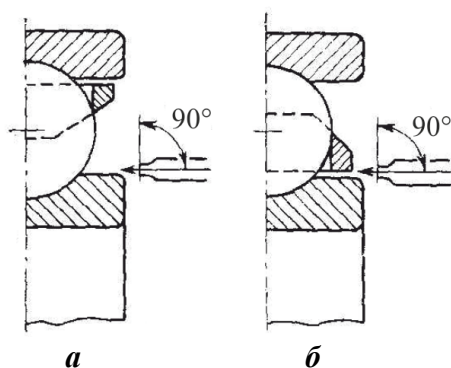
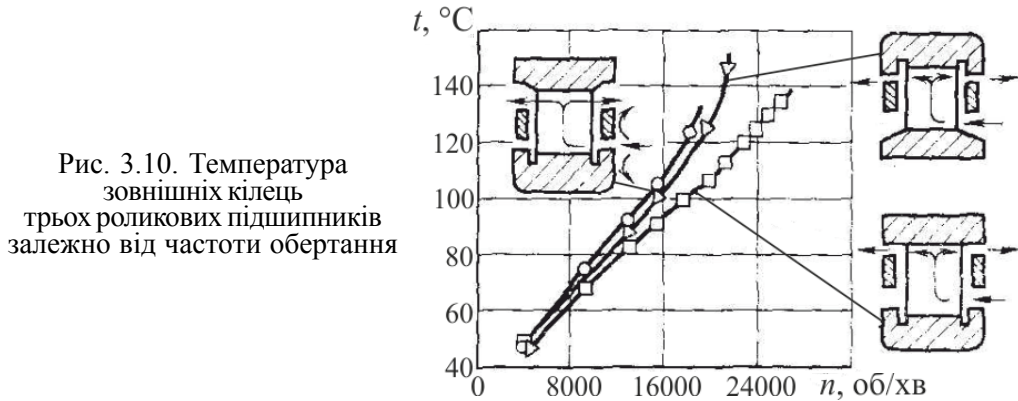


Рис. 3.9. Схема подачі масла з форсунки:
а – при центруванні сепаратора по зовнішньому кільцю; *б* – при центруванні сепаратора по внутрішньому кільцю

Для зниження температури підшипника кочення прагнуть поліпшити циркуляцію масла через нього виконанням отворів або прорізів у зовнішньому кільці, спеціальних канавок на сепараторі, виготовленням зовнішніх кілець без буртиків і т. д.

Необхідно прагнути, щоб нагріте масло вільно виходило і не затримувалося в підшипнику. На рис. 3.10 показаний графік зміни температури трьох роликівих підшипників залежно від частоти обертання. Найбільш низьку температуру має підшипник з гладким зовнішнім кільцем і сепаратором, який центрований по зовнішньому кільцю. Найвищу температуру має підшипник з сепаратором, який центрований по внутрішньому кільцю, що

пояснюється малим зазором між ними, внаслідок чого до роликів і кілець потрапляє мала кількість масла. Підшипник з буртиками на зовнішньому кільці і сепаратором, який центрований по зовнішньому кільцю, займає за температурою проміжне положення [27, с. 458].



При деякій температурі, яка називається граничною, робота підшипника на допустимій частоті обертання стає ненадійною. Це пояснюється тим, що при підвищеній температурі погіршується змащення деталей; крім того, слід мати на увазі, що при температурах вище 175 °C відбувається відпуск і знижується твердість підшипникової сталі ШХ15 (масово застосовується для виготовлення кілець підшипників) і це позначається на працездатності підшипника. Поліпшеною термообробкою сталі ШХ15 можна зрушити граничну температуру підшипника приблизно до 250 °C.

За наявності осьового навантаження на підшипники і для фіксації вала в осьовому напрямку **кілець підшипників повинні утримуватися на валу і в корпусі від осьового переміщення** за допомогою різного роду закріпних пристроїв.

Спосіб кріплення кілець підшипників на валу і в корпусі вибирається залежно від величини та напрямку дії навантаження, частоти обертання, типу підшипника, вимог монтажу і демонтажу вузла та виробничих можливостей заводу-виробника. Чим більші осьові навантаження і чим вища частота обертання ротора, тим надійнішим має бути осьове кріплення кілець підшипників.

Якщо на підшипник не діє осьове навантаження і необхідно запобігти тільки випадковому зсуву підшипника, осьове кріплення кілець на валу здійснюється за допомогою посадки без застосування додаткових закріпних пристроїв.

Найбільш поширені **способи кріплення внутрішніх кілець підшипників** на валу такі:

гайкою і стопорною шайбою, внутрішній язичок якої входить у паз на валу, а один із зубців відгинається у проріз гайки (рис. 3.11, *a* та 3.12);

розрізним пружним упорним кільцем, звичайно прямокутного, а іноді і круглого перерізу, яке вставляється в кільцеву проточку вала (див. рис. 3.11,*б* та 3.13,*а*);

гайкою з прорізом, яка контрується затяжним гвинтом (див. рис. 3.11,*в*).

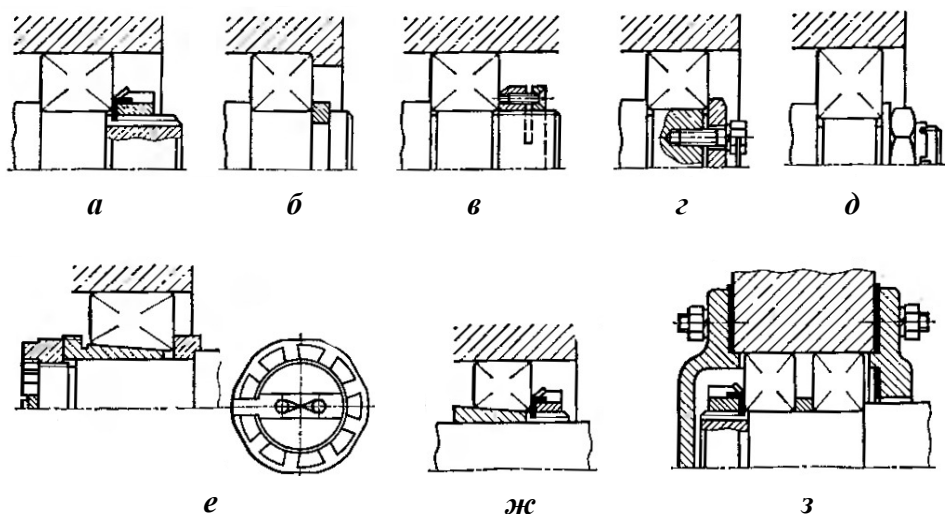


Рис. 3.11. Кріплення внутрішнього кільця підшипників на валу [21, с. 90]:

а – гайкою і стопорною шайбою; *б* – пружним упорним кільцем;
в – гайкою з прорізом; *г* – плоскою торцевою шайбою;
д – плоскою і коробчатою шайбами; *е* – закріпною втулкою;
ж – стяжною втулкою; *з* – гайкою, стопорною шайбою та втулкою

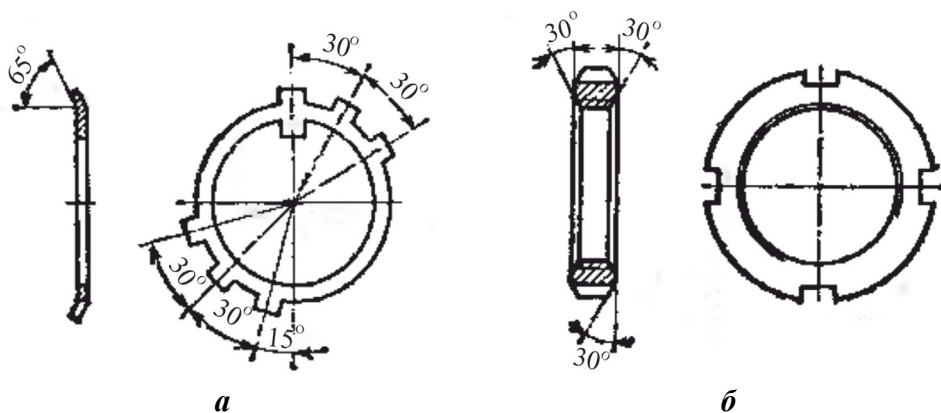


Рис. 3.12. Загальний вигляд стопорних шайб (*а*) і гайок (*б*), призначених для кріплення підшипників кочення на валах [21, с. 92]

У випадку встановлення підшипника на суцільному валу кріплення підшипника здійснюється плоскою торцевою шайбою, що прикріплюється до торця вала гвинтами, які утримуються від викручування стопорними пружними шайбами і дротом (див. рис. 3.11,*г*). Можливим є кріплення плоскою шайбою і коробчатою шайбою зі шплінтом (див. рис. 3.11,*д*).

Для зручності монтажу і демонтажу підшипники кріпляться на валу за допомогою закріпної (див. рис. 3.11,*е*) або стяжної (див. рис. 3.11,*ж*) втулки, гайки і стопорної шайби. Два підшипники кріпляться гайкою, стопорною шайбою і втулкою між внутрішніми кільцями (див. рис. 3.11,*з*).

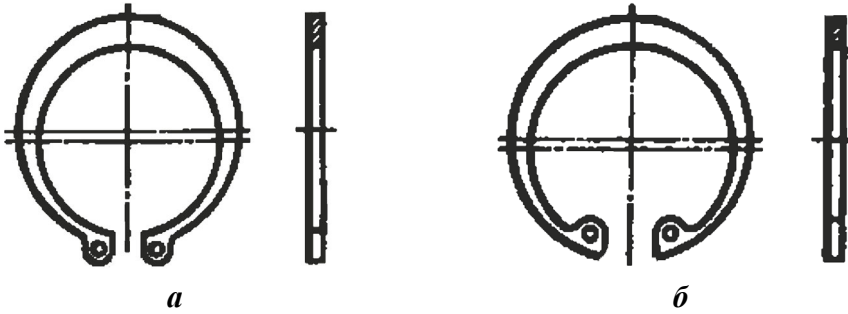


Рис. 3.13. Розрізне пружне кільце для осової фіксації внутрішніх (*а*) і зовнішніх (*б*) кілець підшипників [7, с. 425]

Найбільш поширені **способи кріплення зовнішніх кілець підшипників** у корпусі такі:

- штампованою або виточеною фасонною кришкою і болтами (рис. 3.14,*а*);
- розрізним пружним упорним кільцем прямокутного або круглого перерізу, яке вставляють у проточку отвору корпусу (див. рис. 3.14,*б* та 3.13,*б*);
- стопорним кільцем, установленим у канавці зовнішнього кільця (див. рис. 3.14,*в*);
- упорним буртом на зовнішньому кільці (див. рис. 3.14,*г*);
- гайкою із зовнішньою різьбою (див. рис. 3.14,*д*);
- масивною кришкою і болтами (див. рис. 3.14,*е*).

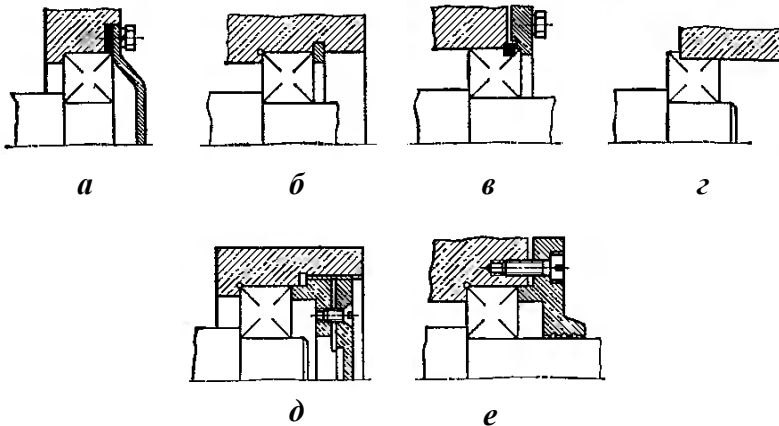


Рис. 3.14. Кріплення зовнішнього кільця підшипників у корпусі [21, с. 93]:

- а* – фасонною кришкою і болтами; *б* – розрізним пружним упорним кільцем;
- в* – стопорним кільцем; *г* – упорним буртом на зовнішньому кільці;
- д* – гайкою із зовнішньою різьбою; *е* – масивною кришкою і болтами

Характерною особливістю підшипників кочення, які застосовуються в ГТА, є **значні зазори** між тілами кочення і кільцями. Ці зазори необхідні для того, щоб при нагріванні і тепловому розширенні підшипників не відбулося заїдання деталей.

При великій частоті обертання і за відсутності осьового зусилля на кульковий радіально-упорний підшипник (або при незначній величині цього зусилля) в результаті дії відцентрових і гіроскопічних сил може відбуватися **проковзування кульок щодо доріжок кочення**, що призводить до пошкодження робочих поверхонь підшипника. Для запобігання цьому до такого підшипника прикладають постійне осьове навантаження, тобто виконують попередній натяг.

З цією ж метою (для уникнення проковзування) в газотурбінних агрегатах використовують **спеціальні навантажувальні пристрої і для роликових підшипників**. На рис. 3.15 показаний подібний пристрій для роликового підшипника передньої опори компресора високого тиску (КВТ) суднового двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект".

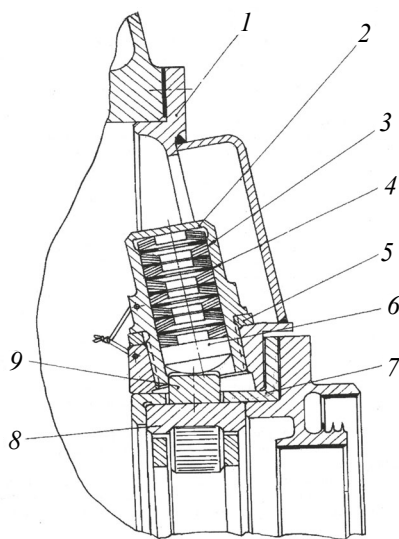


Рис. 3.15. Навантажувальний пристрій [22, с. 24]:

1 – стінка передньої опори КВТ;
2 – втулка; 3 – пружна шайба; 4 – шайба;
5 – регулювальне кільце; 6 – сфера; 7 – втулка передньої опори; 8 – підшипник; 9 – сегмент

Навантажувальний пристрій складається з втулки 2, восьми пакетів пружних тарілчастих шайб 3 (див. також рис. 3.16), між якими розміщені проміжні шайби 4, зі сфери 6, сегмента 9, втулки передньої опори 7 і регулювального кільця 5.

Перед складанням навантажувального пристрою визначається прогин комплекту пакетів тарілчастих пружин з проміжними шайбами під навантаженням 5...6 кН. Таке зусилля натискання забезпечується в зібраному вигляді за допомогою регулювального кільця 5. Натискне зусилля від шайб 3 передається через сферу 6 і сегмент 9 на зовнішнє кільце підшипника 8, деформує його, а це усуває відносне ковзання тіл кочення і кільця підшипника.

Розглянемо деякі конструкції опор газотурбінних агрегатів з підшипниками кочення.

Опора з осью фіксацією показана на рис. 3.17. Тут застосований триточковий кульковий радіально-упорний підшипник з внутрішнім роз'ємним кільцем (конструкція вузла зміниться незначно, якщо роз'ємне кільце буде зовнішнім). Для регулювання осевого зазору в елементах проточної частини турбомашин призначене регулювальне кільце 10, для ущільнення порожнини підшипника – масловідбивне кільце 11. Ці кільця і лабіринтове ущільнення 6 затягнуті гайкою 9. Гайка 14 закріплює в стакані 13 підшипника зовнішнє кільце разом з лабіринтовою втулкою і стопориться спеціальним сухарем 15 та гвинтом 16.



Рис. 3.16. Пружні тарілчасті шайби

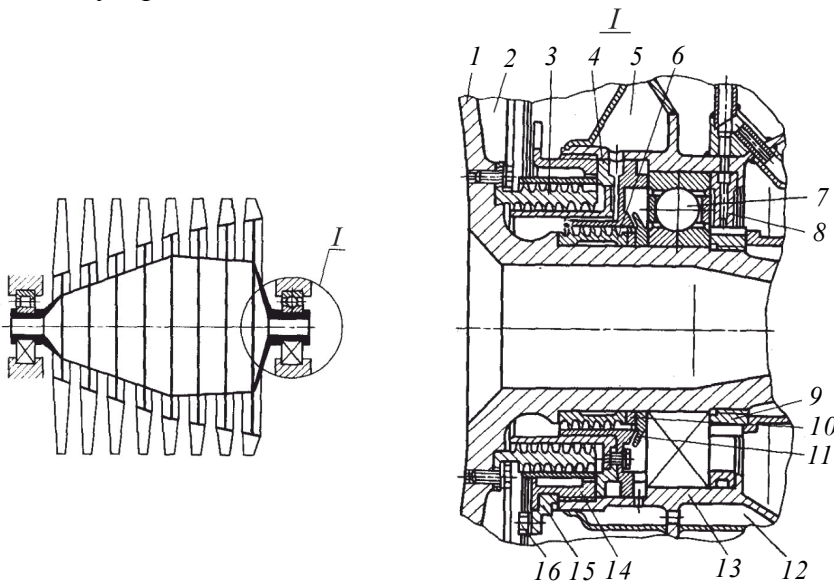


Рис. 3.17. Опора з осью фіксацією [15, с. 336]:

- 1 – вал компресора; 2 – порожнина зі стисненим гарячим повітрям;
- 3 та 6 – лабіринтові ущільнення; 4 – лабіринтова втулка;
- 5 – проміжна порожнина; 7 – підшипник; 8 – форсункове кільце;
- 9 та 14 – гайки; 10 – регулювальне кільце; 11 – масловідбивне кільце;
- 12 – маслозбірник корпусу; 13 – стакан підшипника; 15 – сухар;
- 16 – стопорний гвинт

При встановленні роликових опорних підшипників необхідно забезпечити фіксацію зовнішнього та внутрішнього кілець від осевих переміщень. На рис. 3.18 показана передня опора компресора ГТА з підшипником 8, який має буртики на зовнішньому кільці. Це кільце розміщене в сталевому проміжному стакані 9, який запресований в алюмінієвому корпусі 4. Установлення підшипника безпосередньо в корпусі з алюмінієвих або магнієвих

сплавів не застосовується, оскільки при роботі двигуна, зважаючи на відмінність теплових розширень матеріалів кільця і корпусу, а також через коливання ротора, може помітно порушитися посадка підшипника в корпус. У даній конструкції зовнішнє кільце підшипника зафіксоване від осьових переміщень буртиками корпусу ліворуч і буртиками фланця втулки масляного ущільнення 2 праворуч.

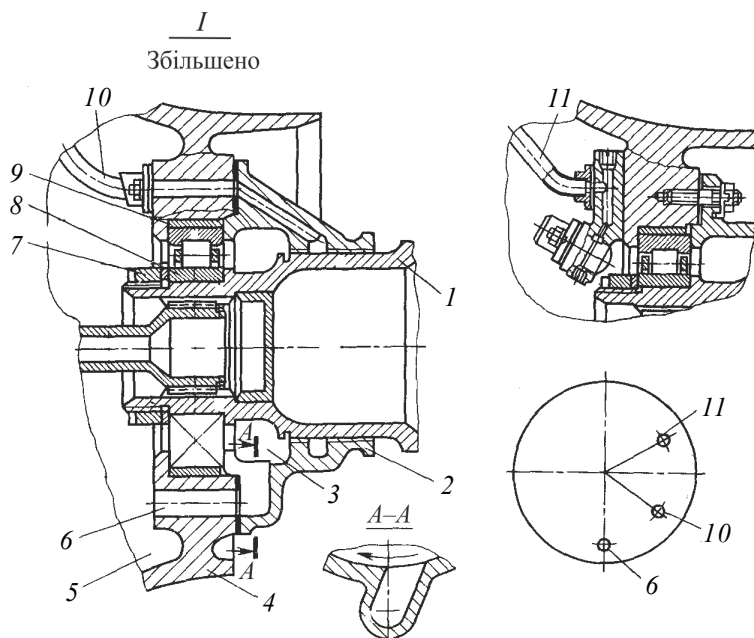


Рис. 3.18. Опора з підшипником [15, с. 337]:

- 1 – цапфа вала; 2 – масляне ущільнення; 3 – масляна порожнина; 4 – корпус;
5 – порожнина; 6 – отвір для зливу масла; 7 – затискна гайка;
8 – роликовий підшипник; 9 – проміжний стакан; 10 – трубка підведення повітря;
11 – трубка підведення масла

Внутрішнє кільце роликового підшипника 8 затягнуте затискною гайкою 7. Головна конструктивна особливість вузла – можливість зняття корпусу 4 опори з ротора без відкручування гайки 7. Для цього вибирають діаметр D_3 ущільнення більшим, ніж діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця роликового підшипника, а зовнішній діаметр затискної гайки $D_1 < D_2$. Таке співвідношення розмірів часто застосовують при конструюванні опор ГТА з роликовими підшипниками.

Ефективний **тепловий захист підшипникового вузла** необхідний для задньої опори компресора та особливо для підшипників газових турбін.

Тепловий захист підшипника здійснюється різними конструктивними способами. На рис. 3.17 зображене застосування одного з них. У цьому випадку підшипник 7 установлений в задній опорі компресора і порожнина 2 заповнена стисненим гарячим повітрям. Щоб повітря, пройшовши через

лабіринтове ущільнення, не потрапляло у порожнину підшипника, воно відводиться в проміжну порожнину 5, а потім в атмосферу через систему суфлювання. Таким чином гарантується незначний надлишковий тиск повітря перед лабіринтовим ущільненням 6 і, отже, мінімальні витоки гарячого повітря в порожнину підшипника. У ряді конструкцій через порожнину, подібну порожнині 5, або через спеціальну магістраль подається холодне повітря низького тиску. У цьому випадку забезпечується зменшення витоків через лабіринтове ущільнення 3, а в порожнину підшипника потрапляє порівняно холодне повітря.

Інший спосіб теплового захисту підшипників можна побачити на рис. 3.19. Для поліпшення охолодження опори в корпусі 1 виконані поздовжні канавки (переріз А-А). Крім того, через порожнину ротора та отвори 2 і 3 у лабіринтовому ущільненні подається повітря під тиском, створюваним одним з проміжних ступенів компресора. Тиск повітря підібраний так, щоб воно розтікалося в обидві сторони від отвору 3, перешкоджаючи потраплянню в порожнину опори більш нагрітого повітря з порожнини 4.

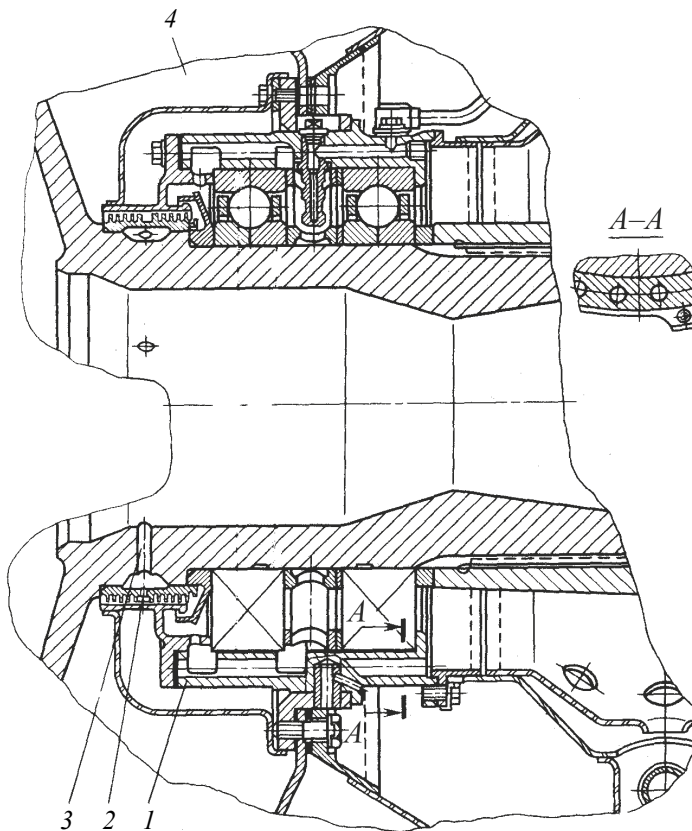


Рис. 3.19. Опора із зменшеним підведенням тепла в порожнину підшипника [15, с. 338]

Ретельно організоване охолодження передньої опори ротора турбіни показано на рис. 3.20. Через повітряну порожнину 11 продувається повітря, яке відбирається за компресором або за спеціальним наддувним вентилятором. Це повітря охолоджує стінки корпусу 12 підшипника і сприяє охолодженню підшипника зовні. Досить інтенсивно підшипник охолоджується і зсередини: з тієї ж порожнини 11 по зазору 10 між валом 14 турбіни і ступінчастою втулкою 1 частина повітря протікає під дією насосного ефекту радіальних пазів 13, виконаних на торцевій поверхні ступінчастої втулки 1.

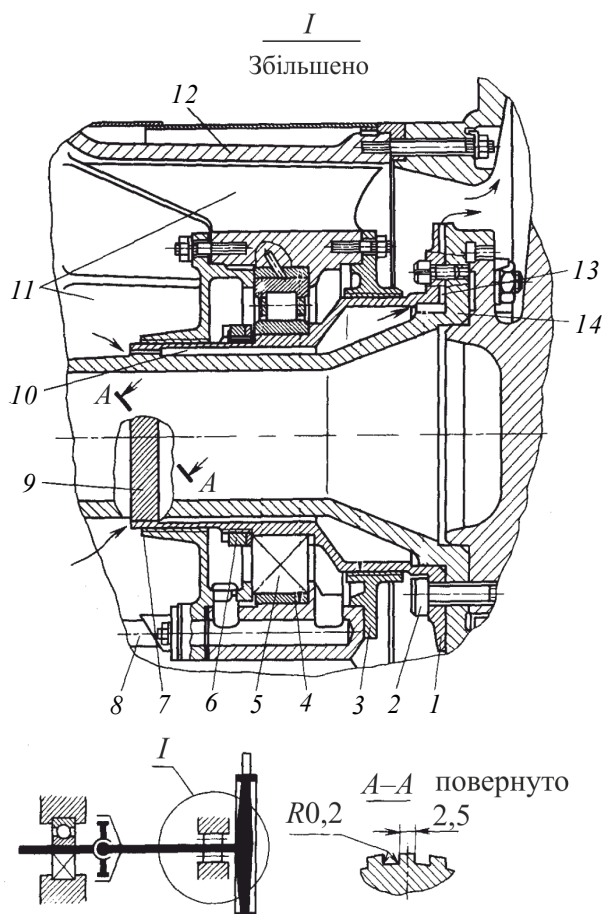


Рис. 3.20. Передня опора турбіни ГТА [15, с. 339]:

- 1 – ступінчаста втулка; 2 – болт; 3 та 7 – корпуси ущільнень;
 4 – сталева втулка; 5 – підшипник; 6 – гайка; 8 – магістраль відведення масла;
 9 – виступ вала з пазами; 10 – зазор; 11 – повітряна порожнина;
 12 – корпус підшипника; 13 – радіальний паз; 14 – вал турбіни

Ступінчаста втулка 1 спирається на вал по циліндричному виступу 9. Для зменшення втрат тиску при вході повітря в зазор 10 на виступі 9 виконано 36 пазів, розташованих під кутом 45° до осі вала (ліва спіраль).

Нагріванню підшипника і масла в опорі (рис. 3.21) перешкоджає наддув у порожнину 1 повітря з простору за компресором. Тиск цього повітря вищий, ніж газу в зазорі 2 між диском 5 турбіни і корпусом, і лише трохи вищий, ніж у порожнині 4 опори. Тому повітря, яке має досить високу температуру, перетікає з повітряної порожнини 3 в порожнину 4 опори лише в незначній кількості. Подібна конструкція вузла (із "замиканням" гарячого газу від проникнення в порожнину опори) є досить типовою для підшипникових вузлів турбомашин різного призначення.

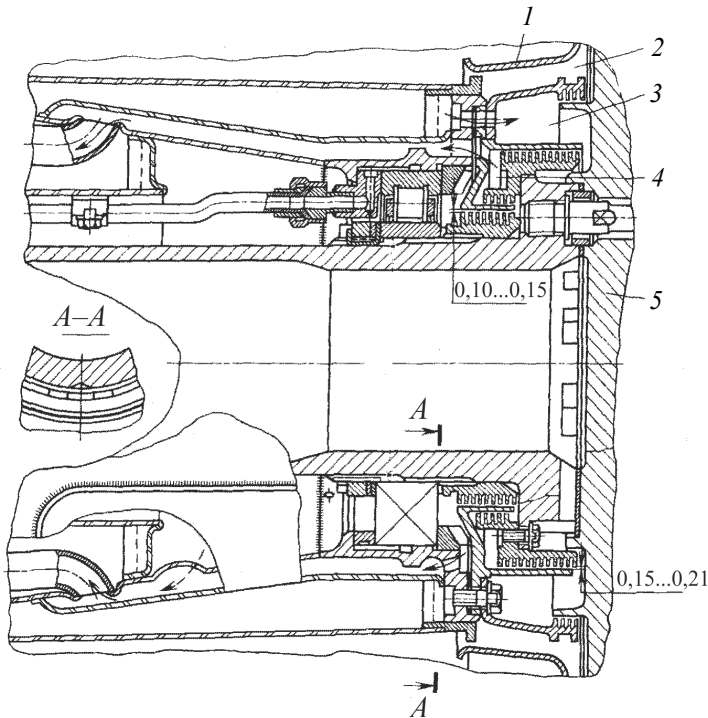


Рис. 3.21. Опора турбіни зі зменшеним підведенням тепла у внутрішнє кільце підшипника [15, с. 340]

Зменшення теплового потоку, який надходить до підшипника від сусідніх, більш нагрітих деталей, може досягатися зменшенням товщини стінки в місцях переходу від фланців корпусу до стакана, а також установленням захисних екранів (вони являють собою перегородки з листової сталі, концентричні валу турбіни, між якими продувається повітря), а також екранів, які мають теплозахисні покриття (азбестові, склопластикові).

Зменшення теплового потоку від вала до підшипника часто забезпечується встановленням між ними додаткової втулки, яка відіграє роль теплового дроселя, або виконанням переривчастої посадкової поверхні вала, на який монтується внутрішнє кільце кулькового або роликового підшипника. Така поверхня створює підвищений опір передачі теплоти від нагрітого вала до підшипника.

При значних осьових навантаженнях на ротор (таке часто зустрічається в опорах вільних силових турбін) іноді застосовуються **опори, які складаються з двох або трьох паралельно працюючих кулькових підшипників** (рис. 3.22).

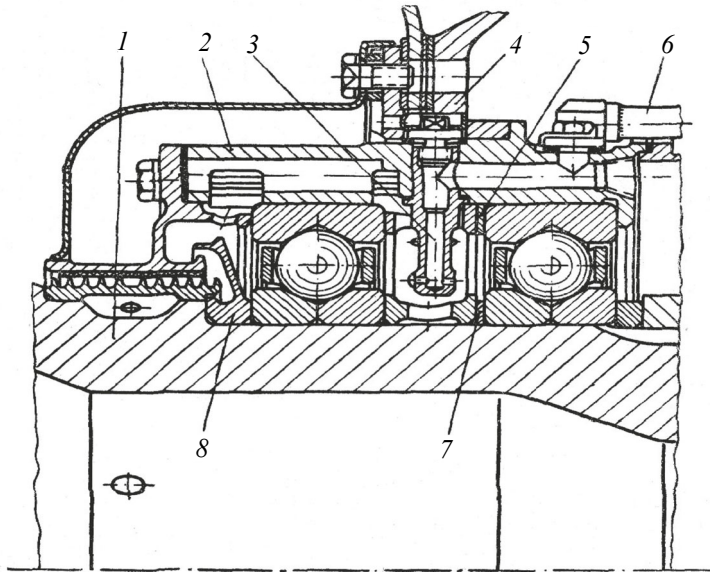


Рис. 3.22. Опора з двома паралельно працюючими радіально-упорними підшипниками [13, с. 212]:

1 – цапфа; 2 – стакан; 3 – форсунка; 4 – корпус опори; 5 та 7 – калібровані кільця; 6 – трубка підведення масла; 8 – регулювальне кільце

Застосування двох або трьох кулькових підшипників для сприйняття осьового навантаження є можливим при дотриманні таких умов:

діаметри доріжок зовнішніх і внутрішніх кілець повинні відрізнятися не більш ніж на 5 мкм;

биття торців кілець має бути не більше 5 мкм;

кути контакту в комплекті підшипників не повинні відрізнятися більш ніж на 2° ;

посадки кілець на вал і в корпус повинні бути однакові [27, с. 460–462].

Для досягнення приблизно рівномірного розподілу навантаження між підшипниками підбирають довжину розпірних кілець 5 та 7 між їх внутрішніми і зовнішніми кільцями так, щоб усі робочі зазори при дії осьового навантаження зменшувалися одночасно і кульки обох підшипників одночасно вступали в контакт з кільцями.

Масло до підшипника подається **під надлишковим тиском** 0,35...0,55 МПа, який необхідний для забезпечення заданої витрати через калібровані отвори форсунок.

До встановлення форсунок у підшипникових вузлах ставлять дві основні вимоги: надійність кріплення до корпусу і забезпечення необхідного кута виходу струменя на підшипник. Вісь струменя повинна бути спрямована безпосередньо на бігові доріжки – в зазор між кільцем і сепаратором (якщо масло потраплятиме на сепаратор, то буде відкидатися від нього інерційною силою і охолодження (як і змащення) підшипника не буде забезпечуватися).

При конструюванні підшипникових вузлів необхідно передбачити прохідні перерізи для вільного зливу маслоповітряної емульсії у відкачувальну магістраль. Якщо підшипник установлений в герметичній порожнині, то вільний злив здійснюється з обох сторін (див. рис. 3.20). Відведення масла здійснюється відкачувальними секціями масляного насоса. Зважаючи на значний обсяг масла, таких секцій використовують декілька. Число їх установлюють, наприклад, за кількістю опор. Разом з нагнітальною секцією вони утворюють єдиний маслоагрегат.

Опори гнучких роторів мають деякі особливості в конструкції в порівнянні з жорсткими роторами.

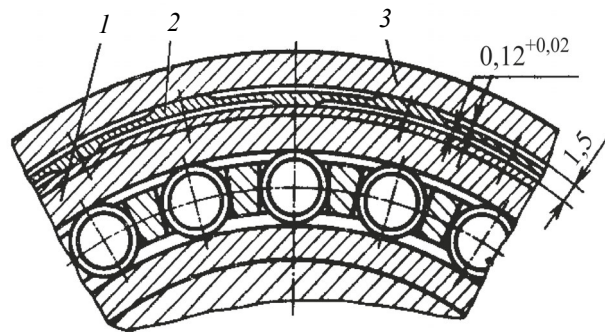
Якщо для ротора турбомашини номінальна частота обертання перевищує першу критичну, то даний ротор називається **гнучким** і, отже, існує необхідність зниження амплітуди згинальних коливань ротора при наборі потужності і переході через критичну частоту його обертання. Для цього іноді застосовують пружні, демпферні і пружно-демпферні опори.

У даних опорах механічна енергія коливань за рахунок тертя переходить у теплову. Амплітуда коливань вала зменшується, і перехід через критичну частоту обертання не приводить до руйнування опор.

Найбільш простими у виготовленні і збиранні є **пружні опори**. На рис. 3.23 наведений приклад такої опори, де пружним елементом є одне або кілька кілець 2 з виступами. Кільця закріплені між зовнішнім кільцем підшипника 1 та корпусом 3 і деформуються при коливаннях вала. Такі опори мають малу демпфірувальну здатність, оскільки енергія коливань розсіюється тільки за рахунок тертя між зміщуваними шарами металу в кільцях 2. Такі опори також не здатні передавати осьові зусилля.

Рис. 3.23. Пружна опора
[15, с. 301]:

- 1 – зовнішнє кільце підшипника;
2 – пружне кільце;
3 – корпус підшипника



У **демпферних опорах** підшипник відділений від корпусу тонким (до 0,2 мм) шаром масла, причому під навантаженням цей шар може витискатися в торцевий зазор. На рис. 3.24 показана схема демпферної опори англійського двигуна "Conway". Масло, яке подається під тиском, утворює плівку в зазорі між зовнішнім кільцем підшипника і корпусом. Незрівноважена сила ротора, яка діє на опору, витискає плівку масла, при цьому зменшується амплітуда коливань ротора. Інтенсивність вібрації тим самим може бути знижена на 60 %, що збільшує термін служби підшипників. Подібну опору в різних конструктивних оформленнях широко застосовують у газотурбінних агрегатах.

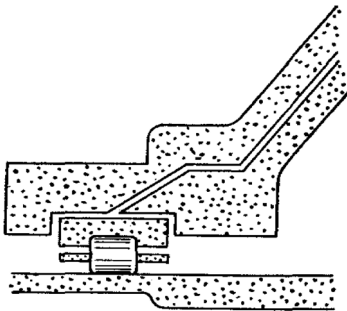


Рис. 3.24. Схема демпферної опори авіаційного двигуна "Conway" [27, с. 381]

Добру демпфірувальну здатність має опора, показана на рис. 3.25. Гасіння коливань здійснюється за рахунок витискання масляних плівок, які знаходяться між сталевими стрічками 5. До пакета тонких сталевих стрічок, схема розташування яких наведена на цьому ж рисунку, безперервно підводиться масло під тиском. Число шарів стрічок може досягати 20, радіальне переміщення підшипника щодо корпусу – 0,15...0,30 мм. Жорсткість опори визначається гідравлічним опором у зазорах між стрічками і залежить від частоти обертання та в'язкості масла.

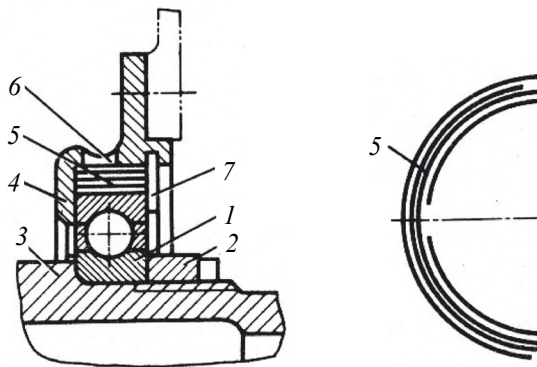


Рис. 3.25. Демпферна опора [15, с. 301]:

- 1 – кульковий підшипник; 2 – гайка; 3 – цапфа компресора;
4 – корпус підшипника; 5 – пакет тонких сталевих стрічок;
6 – отвір у корпусі для подачі під тиском масла до пакета; 7 – кільце

Іноді пружну опору і демпферний масляний пристрій суміщують, створюючи тим самим **пружно-демпферну опору**. Прикладом такої опори є конструкція, запропонована академіком П.Л. Капицею (рис. 3.26). Кульковий підшипник 1 розміщений в корпусі 2, який закріплений на пружному циліндрі 4. Корпус 2 відділений від нерухомого корпусу 3 шаром масла. Гасіння коливаний ротора відбувається за рахунок тертя суміжних шарів пружного елемента між собою і витискання масляної плівки, яка знаходиться між корпусами 2 та 3.

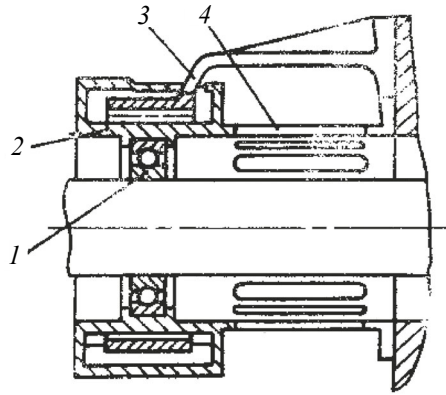


Рис. 3.26. Пружно-демпферна опора П.Л. Капиці [27, с. 382]

Пружні і демпферні опори допускають переміщення підшипників щодо корпусу в межах $0,1 \dots 0,2$ мм. Очевидно, це не повинно призводити до зачіпань робочих лопаток за корпус, тому демпфірувальні елементи звичайно встановлюють на передній і задній опорах трьохопорного ротора ГТА, де зазори між робочими лопатками і корпусом найбільші. У середньому підшипнику застосування демпфірувальних елементів є недоцільним, тому що короткі лопатки потребують малих радіальних зазорів.

Оскільки із зменшенням жорсткості опор критична частота обертання ротора зменшується, виникає можливість управління критичною частотою так, щоб при обертанні ротора вона не наближалася до робочої. Зміна жорсткості опори досягається, наприклад, зміною тиску масла.

3.2. Опори з підшипниками ковзання

Підшипники ковзання застосовуються головним чином у газотурбінних агрегатах середньої та великої потужності з тривалим терміном служби (10000...100000 год), а також у парових турбінах. Їх використання є характерним для валів значних діаметрів (понад 350...400 мм), для яких високошвидкісні підшипники кочення промисловістю не випускаються.

До **основних переваг** підшипників ковзання (у порівнянні з підшипниками кочення) можна віднести:

значний ресурс роботи (завдяки гідродинамічному змащенню і малому зносу моторесурс підшипників ковзання складає 30000...50000 год і більше);

- значні витримувані радіальні та осьові навантаження;
- меншу чутливість до зносу та ударного навантаження;
- меншу шумність у роботі;
- менший радіальний розмір і масу.

Підшипники ковзання не стандартизовані, їх конструкція багато в чому визначається традиціями підприємств-виготовлювачів.

Конструктивна схема типового **опорного підшипника ковзання** показана на рис. 3.27.

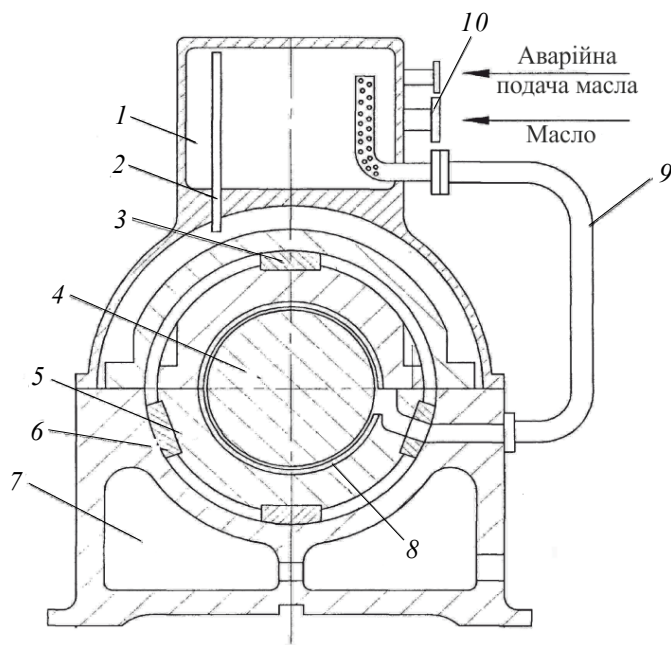


Рис. 3.27. Схема опорного підшипника ковзання:

- 1 – аварійний бак; 2 – переливна труба; 3 – верхня упорна подушка; 4 – шийка вала;
 5 – вкладиш підшипника; 6 – опорні подушки; 7 – картер;
 8 – бабітова заливка вкладиша; 9 – трубопровід подачі масла на вкладиш підшипника;
 10 – патрубок підведення масла

Шийка вала 4 розміщується у вкладиші 5 підшипника з невеликим зазором, в який по каналу 9 з масляного бака насосом подається масло. Воно проходить між шийкою і бабітовою заливкою 8 вкладиша¹, утворюючи масляну плівку, на якій в нормальних умовах і обертається вал. При цьому виключається контакт металевих поверхонь вала і вкладиша.

Відпрацьоване масло через зазори з торців вкладиша стікає в картер підшипника 7, звідки самопливом направляється в маслобак.

Положення шийки вала, а отже, і всього ротора турбомашини в її корпусі визначається положеннями вкладишів. Для встановлення вкладиша в потрібне положення використовують три подушки 6 на нижній половині вкладиша. Верхня подушка 3 призначена для щільного затиснення вкладиша в корпусі підшипника. Між вкладишем і подушками для точного центрування розточки вкладиша встановлюють регульовальні прокладки.

¹ Для суднових турбомашин на території колишнього Радянського Союзу часто використовувався **бабіт марки Б83** – сплав, який складається з 83 % олова, 11 % сурми та 6 % міді.

На кришках підшипників турбін можуть бути встановлені аварійні ємності 1, які безперервно заповнюються маслом по маслопроводу 10. Надлишок масла з них по переливній трубці 2 стікає в картер підшипника. При аварійному припиненні подачі масла від масляних насосів система захисту відключає генератор струму від мережі (схема розглядається на прикладі турбіни, яка приводить в обертання генератор струму) і вмикає аварійний насос змащення, який приводиться в обертання механічно від ротора турбіни і подає додатково масло зі зливного колектора в аварійні баки підшипників.

Змащення шийки вала в період уповільнення обертання валопроводу (під час вибігу) здійснюється з аварійної ємності по маслопроводу 10 через дросельну шайбу зі спеціально підібраним розміром отвору, який забезпечує зменшення витрати масла з уповільненням обертання ротора.

Розглянемо **принцип роботи опорного підшипника ковзання** (рис. 3.28).

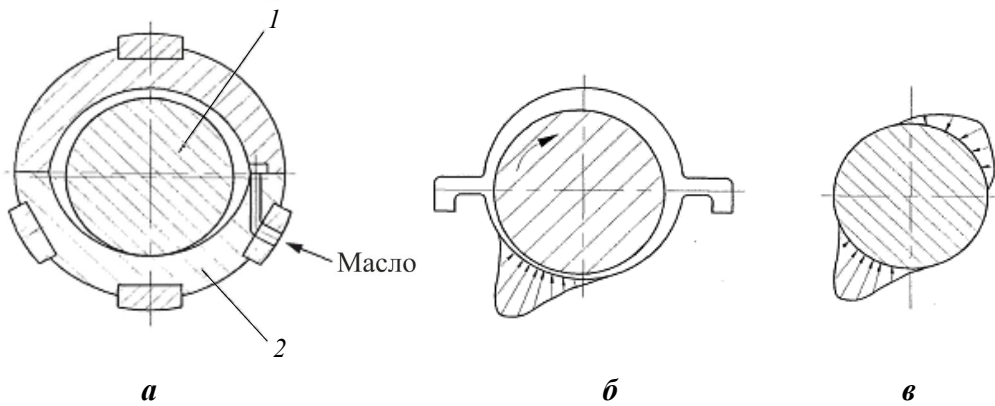


Рис. 3.28. Схема роботи опорного підшипника ковзання

Нерухомий вал 1 лежить на нижній половині вкладиша 2, контактуючи з ним своєю нижньою частиною поверхні (див. рис. 3.28,а).

Якщо через підшипник організувати потік масла і почати обертати ротор, то масло почне прилипати до поверхні шийки вала і захоплюватися нею. Оскільки масло має в'язкість, то воно шар за шаром буде захоплюватися під шийку вала і в результаті при деякій частоті обертання між нею і вкладишем з'явиться стійка масляна плівка. При цьому в підшипнику утворюється підйомна сила за рахунок тиску, що виникає в масляному шарі. Підшипник ковзання, який працює на цьому принципі, називається **гідродинамічним**. Якщо при плаваючій шийці вимірити тиск уздовж окружності, то розподіл тиску буде виглядати так, як показано на рис. 3.28,б.

Тиск масла у вузькому клиноподібному зазорі (клині) між шийкою і вкладишем, починаючи від зливного каналу, буде зростати, досягаючи максимуму в радіальному перерізі, який дещо не доходить до мінімального (оскільки центр шийки зміщується в бік обертання (див. рис. 3.28,б)). Якщо розподіл

тиску замінити еквівалентною йому силою, то її вертикальна складова протидіятиме вертикальним силам, зокрема силі ваги ротора, а горизонтальні складові – всім горизонтальним силам.

Сила тертя між шарами масла залежить від їх відносної швидкості руху, тому **стійка масляна плівка утворюється тільки при достатньо великій частоті обертання**, коли прилиплий до поверхні шийки шар масла почне захоплювати сусідній шар. При малій частоті обертання масляна плівка або не утворюється зовсім, або періодично зникає. Відповідно до цього постійно існує або періодично зникає контакт шийки з внутрішньою поверхнею вкладиша. При такому режимі роботи виникає напівсухе (напіврідке) тертя, і тоді, якщо не вжити спеціальних заходів, буде виділятися значна кількість теплоти, відбуватися знос поверхні вкладиша і, головне, поверхні шийки вала. Саме для зменшення тертя при малій частоті обертання **внутрішню поверхню вкладиша заливають антифрикційним сплавом – бабітом**.

При розвороті ротора турбомашини або після її зупинки для запобігання тепловому вигину ротор повільно обертається валоповоротним пристроєм. При цьому між шийкою вала і поверхнею вкладиша виникає режим напівсухого тертя. Для потужних турбомашин, які мають важкі ротори, це неминуче призведе до швидкого зносу бабітової заливки і зміни форми розточки вкладиша. Крім того, буде потрібна значна потужність валоповоротного пристрою. Тому потужні турбомашини з важкими роторами оснащують **гідростатичним підйомом ротора** (гідропідйомом): у нижній половині кожного вкладиша виконують кілька отворів, в які подається масло тиском 4...8 МПа. Під його впливом вал піднімається на 20...60 мкм, забезпечуючи легкість вмикання валоповоротного пристрою і виключаючи знос вкладиша. Під час роботи на гідропідйомі при малих частотах обертання підшипник ковзання працює як **гідростатичний**. При підвищенні частоти обертання, коли утворюється стійкий гідродинамічний масляний клин, гідропідйом відключають.

Можна відзначити **два важливих принципи конструювання** підшипників ковзання: неприпустимість прорізання канавок у нижній, навантаженій частині вкладиша (вони знижують несучу здатність підшипника, оскільки розривають масляну плівку і зменшують надлишковий тиск у ній до нуля) та організацію такого підведення масла, при якому воно потрапляє спочатку у верхню, ненавантажену частину вкладиша, а потім, пройшовши половину довжини кола, створює масляний клин у нижній частині.

Існуючі **конструкції опорних вкладишів** можна розділити на одноклинові, двоклинові та багатоклинові (сегментні).

Одноклиновий вкладиш має **циліндричну розточку** (див. рис. 3.28,б). При обертанні шийки вала під нею утворюється один несучий клин. Принцип роботи одноклинового підшипника розглянутий вище. Його конструкція найбільш проста, і тому він широко застосовується для турбомашин малої потужності.

Із зростанням потужності турбомашини і збільшенням циркуляційних збурюючих сил робота одноклинового підшипника не забезпечує стійкості обертання вала на масляній плівці і виникає інтенсивна вібрація. Одним із заходів боротьби з нею є використання двоклинового підшипника, який має еліптичну (лимонну) розточку (див. рис. 3.28,*а*).

У двоклиновому підшипнику масляний клин утворюється не тільки в нижній, а й у верхній половині вкладиша (див. рис. 3.28,*б*). У результаті з'являється сила, яка діє на верхню частину шийки вала і перешкоджає появі інтенсивної вібрації.

Необхідна овальність вкладиша розраховується дуже точно і практично виконується таким чином (рис. 3.29): між половинами вкладиша в роз'ємі встановлюється прокладка, товщина якої підбирається так, щоб після виконання циліндричної розточки, видалення прокладки і з'єднання половин вкладиша отримати необхідну овальність. Точність виготовлення прокладки становить $+0,02$ мм по товщині, а вкладиш розточується з допуском $+0,05$ мм.

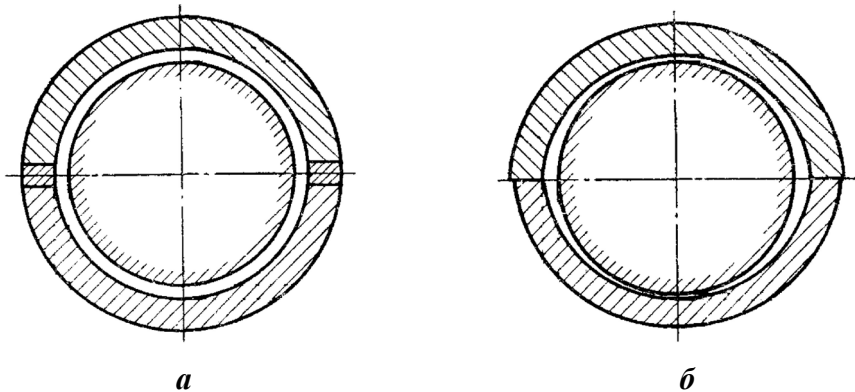


Рис. 3.29. Схема вкладиша з лимонною розточкою [32, с. 140]:

а – вкладиш з прокладкою перед розточкою;
б – вкладиш, зібраний без прокладки

До конструкції опорних підшипників ковзання **ставлять ряд вимог**:

1. Робота підшипника повинна бути надійною, тобто виключати сильний розігрів масла і знос вкладиша. При зносі вкладиша змінюються вібраційні характеристики всього валопроводу і може виникнути інтенсивна вібрація. Масло в підшипнику нагрівається за рахунок сил тертя між шарами масла в плівці і за рахунок теплоти, яка надходить по валу від гарячих частин турбомашини.

Кількість теплоти, яка передається по валу, звичайно не перевищує 10...20 % теплоти, яка виділяється в масляному шарі. При розігріві до 115°C внутрішня поверхня вкладиша, залита бабітом, розм'якшується і її опір зносу та деформуванню різко погіршується. При 150°C порушується цілісність масляної плівки, при 350°C відбувається виплавлення бабітової заливки з важкою аварією всього турбоагрегату.

Тому для підтримки температурного рівня підшипника всі експлуатаційні інструкції жорстко обумовлюють температуру масла на вході (звичайно 35...45 °С), нормальну температуру на виході (близько 65 °С) і граничну температуру масла на виході (близько 75 °С), при якій необхідна негайна зупинка турбомашини. Температура бабітової заливки, контрольована термометрами, не повинна перевищувати 100 °С.

2. Підшипник повинен бути вібростійким і мати достатню демпфувальну здатність. Під вібростійкістю розуміють його здатність не реагувати на випадкові збурення, які завжди наявні в турбомашині.

Усі змінні сили, що діють на валопровід і спричиняють його вібрацію, зрештою гасяться в масляному шарі підшипників. Тому чим вища їх демпфувальна здатність, тим менша виникає вібрація.

3. Конструкція опорного підшипника повинна забезпечувати незначну зміну радіальних зазорів у турбомашині на всіх режимах роботи (у неробочому стані і при будь-яких навантаженнях). Для цього необхідно, щоб спливання шийки вала на масляному клині було незначним. Це дозволить мати в турбомашині невеликі радіальні зазори і малі втрати від протікання крізь них.

4. Втрати на тертя в підшипнику повинні бути незначними. При розмірах шийок валів, які досягають 600 мм і більше, втрати потужності на тертя можуть досягати 200 кВт на кожен підшипник.

Перераховані вимоги є суперечливими у тому сенсі, що при найповнішому задоволенні одних немає можливості виконати інші. Наприклад, для забезпечення високої вібростійкості та економічності потрібно мати малі зазори між шийкою та вкладишем і невелике спливання шийки вала. При цьому збільшується нагрів масла і робота підшипника стає чутливою до перекосів шийки щодо вкладиша, виникає можливість напівсухого тертя і зачіпань, тобто знижується надійність.

Особливості конструювання опор з опорними підшипниками ковзання обумовлені головним чином їх розташуванням щодо нагрітих корпусів і ділянок ротора, однак принципова конструкція підшипників (розглянута раніше) однакова для всіх вузлів ГТА.

Опорні підшипники ковзання виконуються нероз'ємними або роз'ємними. Нероз'ємні мають малий діаметр і досить зручні при осьовому збиранні турбомашини. У ГТА більш поширені роз'ємні підшипники, які полегшують збирання і контроль якості.

На рис. 3.30 показана типова конструкція вкладиша опорного підшипника, використовуваного підприємством ОАО "ЛМЗ" [15, с. 327]. Цей сталевий вкладиш складається з двох половин 13 та 14 і встановлюється в корпусі підшипника на чотирьох подушках 8, три з яких гвинтами прикріплені до нижньої 14, а одна – до верхньої 13 половини вкладиша. Для центрування вкладиша щодо корпусів служать сталеві прокладки 7 під подушками.

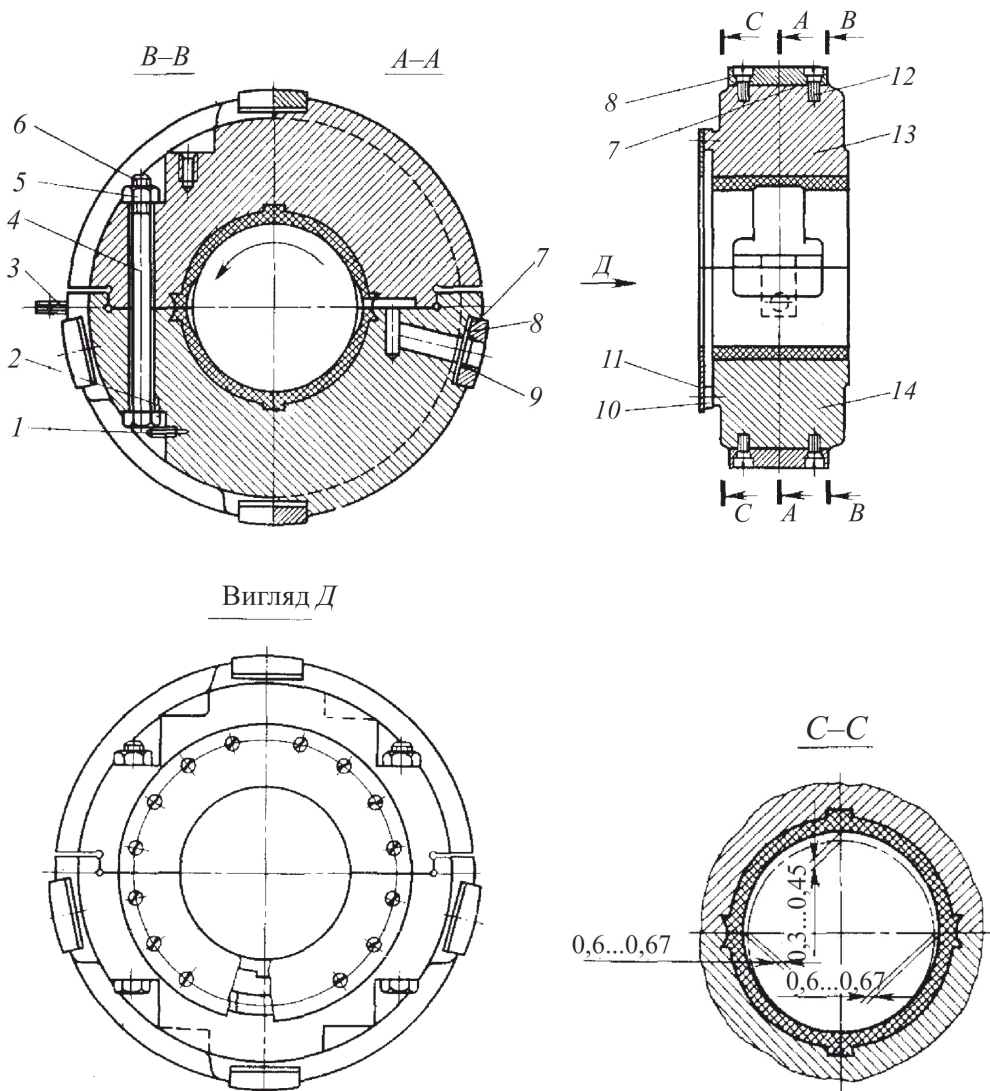


Рис. 3.30. Вкладиш опорного підшипника ковзання ОАО "ЛМЗ":

- 1, 2 – установлювальні гвинти; 3 – стопорна шайба; 4 – з'єднувальний болт;
 5 – гайка; 6 – шплінт; 7 – прокладки з отвором товщиною 1,0; 0,5; 0,15 та 0,1 мм;
 8 – установлювальна подушка; 9 – діафрагма для масла; 10, 12 – гвинти;
 11 – маслорозподільне кільце; 13 – верхня половина вкладиша;
 14 – нижня половина вкладиша

На нормальну роботу підшипника крім зазору Δ впливає натяг між кришкою і вкладишем. У підшипниках потужних ГТА, аналогічних показаному на рис. 3.29, кришку ставлять з натягом 0,15...0,20 мм.

Половини вкладиша підшипника з'єднують при складанні чотирма болтами, два з яких виконані призонними для можливості точного встановлення

верхньої та нижньої половин вкладиша відносно одна одної. Від прокручування по колу і від зсуву в осьовому напрямку вкладиш утримується стопорною шайбою 3.

Масло до підшипника подається через дозуючу діафрагму 9, діаметр якої підбирають за знайденою з розрахунку витратою масла. Тиск масла 0,14...0,18 МПа. У ненавантажену частину підшипника масло подається так, щоб при обертанні вала воно захоплювалося в напрямку обертання в клиноподібний зазор. При цьому масло спочатку тече по широкій канавці, виконаній у верхньому вкладиші, охолоджуючи його. З боку кінцевого лабіринтового ущільнення корпусу турбіни або компресора ставлять масловідбивне кільце 11.

У тих випадках, коли можливі значні деформації вала або монтаж виконується неточно, рекомендується застосовувати **самовстановлювані підшипники**. Прикладом може бути опорний підшипник ВАТ "Турбоатом", використовуваний для ГТА потужністю 50 МВт (рис. 3.31) [15, с. 328].

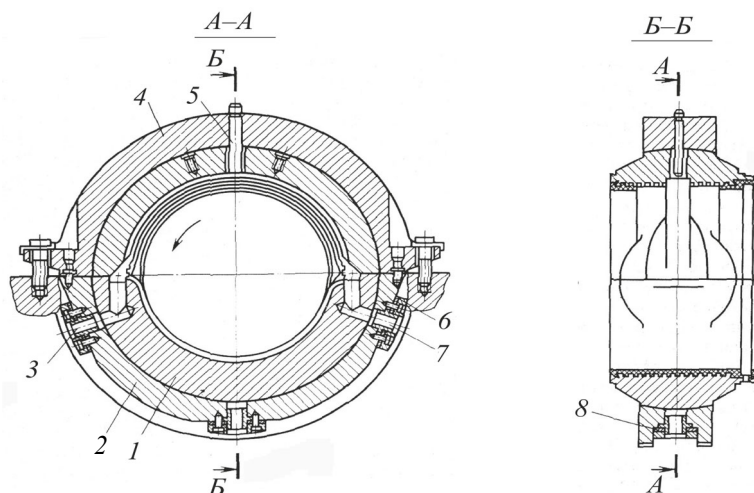


Рис. 3.31. Опорний підшипник ГТА потужністю 50 МВт:

1 – вкладиш; 2 – опорне півкільце; 3 та 7 – втулки; 4 – кришка;
5 – штифт; 6 – опорна подушка; 8 – прокладка

Вкладиш підшипника 1 має конструкцію, аналогічну розглянутій вище, з однією істотною відмінністю: він установлюється не безпосередньо в корпусі підшипника, а в проміжній обоймі (складається з кришки 4 та опорного півкільця 2), яка вже потім кріпиться в корпусі підшипника. Контакт обойми з вкладишем здійснюється по сферичній поверхні. Тому вкладиш має можливість невеликих поворотів, що зменшує перекося шийки вала щодо вкладиша та їх взаємний знос. Вкладиш центрується в корпусі трьома колодками (подушками) 6 і прокладками 8.

Корпуси та кришки підшипників ковзання ГТА можуть бути литими з сірого чавуну або сталі, зварно-литими або зварними. Для вкладишів підшипників застосовують матеріали з хорошими антифрикційними властивостями, достатньою міцністю, хорошою пригонкою до шийки вала

і високою зносостійкістю. З метою економії кольорових металів вкладиші звичайно виготовляють з чавуну або сталі, а внутрішню поверхню вкладишів заливають тонким шаром бабіту. У загальному випадку рекомендована товщина шару заливки становить 1 % від внутрішнього діаметра вкладиша; для підшипників потужних ГТА це приблизно 1,5...2,0 мм. Для кращого закріплення шару бабіту у вкладишах опорного підшипника проточують або продовжують канавки, які мають у перерізі форму ластівчиного хвоста.

Для підшипників ГТА застосовують, як правило, високоолов'яністі бабіти. Для підшипників швидкохідних малорозмірних ГТА у ролі антифрикційного шару можуть використовувати свинцеву бронзу або срібло [15, с. 331].

Упорний підшипник служить для сприйняття результуючого осьового зусилля, прикладеного до ротора, і передачі його на деталі корпусу. При цьому він фіксує осьове положення ротора в турбомашині і забезпечує необхідні осьові зазори в її проточній частині та ущільненнях.

У сучасних турбоагрегатах знайшли широке застосування упорні гідродинамічні підшипники ковзання Мітчелла з рухомими самовстановлюваними колодками¹ [8, с. 481].

Принципова конструктивна схема даного типу упорного підшипника ковзання показана на рис. 3.32. На валу 1 турбіни виконаний упорний диск (гребінь) 5, який через масляний шар спирається (залежно від напрямку осьового зусилля) на колодки 3 або 4, що повертаються біля ребер хитання 8. Масло на змащення підводиться від насоса в колектор 7, з якого по отворах в установлювальному кільці 2 подається до упорних колодок 3. Між упорною колодкою і гребенем утворюється масляна плівка, яка перешкоджає їх контакту.

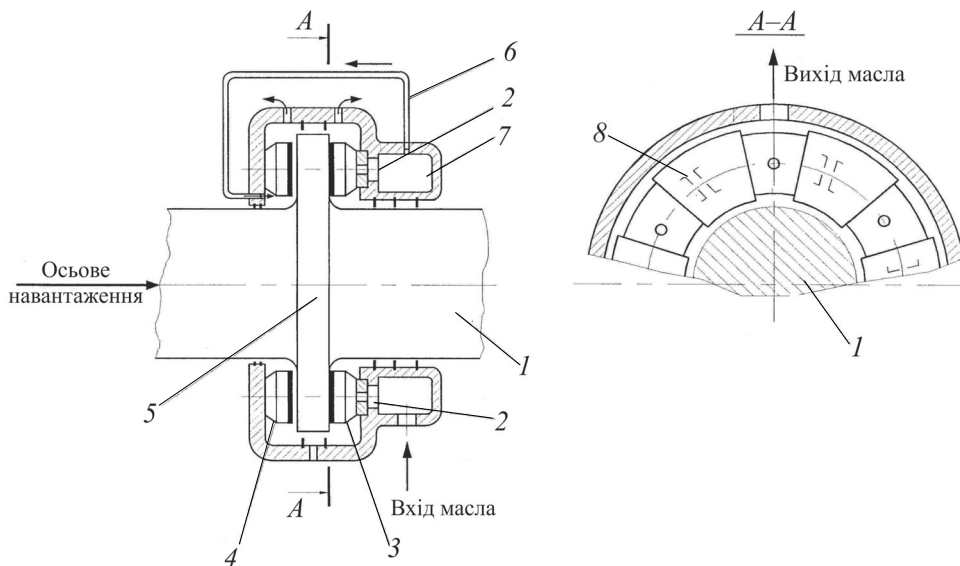


Рис. 3.32. Схема упорного підшипника ковзання

¹Австралійський інженер Джордж Мітчелл (1870–1959) запатентував цю конструкцію у 1905 р.

Маслопостачання колодок 4 може здійснюватися або точно таким же чином (з іншого колектора), або перепуском масла в камеру цих колодок. Вал у місці виходу з корпусу 6 підшипника ущільнюється, і масло, яке підводиться до вкладиша, заповнюючи його внутрішню порожнину, виходить у картер підшипника через отвори у верхній половині вкладиша.

Принцип роботи упорного підшипника розглянемо за рис. 3.33.

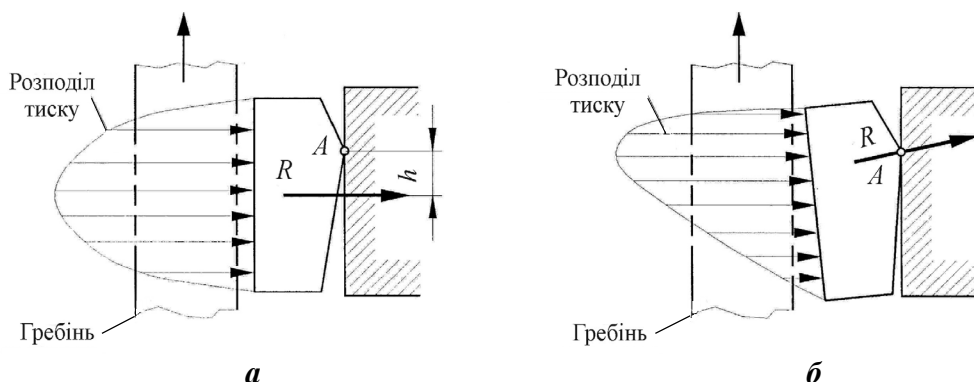


Рис. 3.33. Положення колодки упорного підшипника ковзання:

а – нестійке; *б* – стійке

Перед початком обертання вкладиш підшипника заповнений маслом. З початком обертання масло, яке прилипає до гребеня підшипника, захоплюється шар за шаром під колодку і, оскільки вільному осьовому зміщенню гребеня перешкоджає осьова сила, прикладена до ротора від колодки (упор), на поверхні колодок виникає деякий розподіл тиску. Для простоти подальших міркувань його можна замінити еквівалентною силою R , яка прикладена до деякої точки колодки і повертає її так само, як і розподілений тиск.

Якщо в деякий момент розподіл тиску по поверхні колодки буде таким, як показано на рис. 3.33, *а*, то її стан буде нестійким, оскільки рівнодіюча R буде працювати як важіль з плечем h навколо ребра A опираючої колодки. Тому колодка почне повертатися. Розподіл тиску при цьому буде змінюватися. У силу того, що зазор на вхідній частині колодки збільшиться, тиск тут зменшиться; на вихідній частині колодки він, навпаки, зросте. Ясно, що при цьому сама сила R не зміниться, оскільки не змінилася осьова сила, прикладена до ротора. Колодка буде повертатися до тих пір, поки вектор сили R не пройде через ребро опираючої A і плече h не стане рівним нулю (див. рис. 3.33, *б*). Це і буде стійке положення колодки, коли між поверхнями гребеня і колодки утворюється звужуваний канал – клин, по якому проходить свіже масло з отворів 2 (див. рис. 3.32). Розкриття клина автоматично змінюється зі зміною осьового зусилля, що діє на ротор: чим більшим є це осьове зусилля, тим сильніше розкривається клин і більшою буде рівнодіюча R на кожній колодці.

Розглянута схема роботи упорного підшипника припускає, що осьове зусилля, яке діє на ротор, завжди прикладене в одну сторону. Проте в реальних умовах у сучасних потужних турбоагрегатах напрямок осьового зусилля може змінюватися при переході від режиму до режиму. Тому всі упорні підшипники виконуються з двома рядами упорних колодок, розташованих з обох сторін упорного гребеня ротора (рис. 3.34).

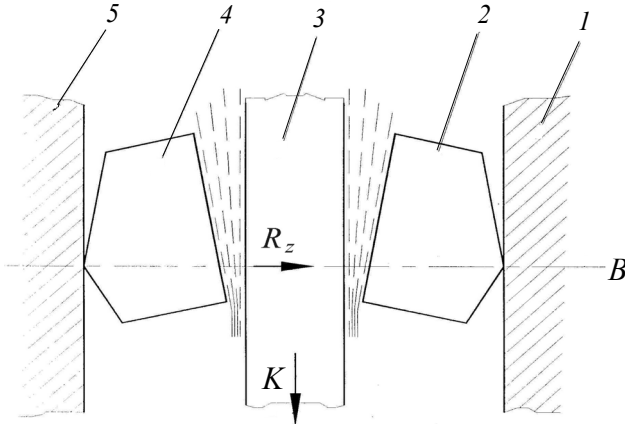


Рис. 3.34. Схема розташування колодок упорного підшипника:

1, 5 – корпуси вкладиша; 2 – робоча колодка; 3 – гребінь; 4 – установлювальна колодка;
 K – напрям вектора колової швидкості точки гребеня, яка контактує з колодкою;
 B – вісь турбіни

При роботі підшипника з двома рядами упорних колодок масляні клини виникають на колодках обох рядів. При цьому **основні (робочі) колодки** виявляються навантаженими не тільки осьовим зусиллям R_z , прикладеним до ротора, але і додатковими силами, прикладеними до гребеня з боку **додаткових (установлювальних) колодок**. Величина можливого переміщення вала між рядами упорних колодок називається **осьовим розбігом** в упорному підшипнику. Чим більший розбіг, тим меншим є підвантаження з боку встановлювальних колодок. Однак розбіг не можна робити надмірно великим, оскільки це може призвести до зачіпань у проточній частині і появи значних ударних навантажень на колодки при зміні знака осьового зусилля.

Малий осьовий розбіг є також небезпечним, і не тільки тому, що виникає додаткове зусилля від непрацюючого ряду колодок. При малому розбігу і необхідному повороті колодок відповідно до навантаження зазор між ними і гребенем зменшується. При цьому зменшується також витрата масла під колодку і воно сильно розігрівається. Слідом за маслом розігрівається колодка, поверхня якої стає плоскою. Унаслідок перегріву масляна плівка втрачає свою несучу здатність і зникає. Гребінь входить у контакт з колодками, і за рахунок виділення значної кількості теплоти відбувається або миттєве виплавлення

бабіту на упорних колодках, або їх швидкий знос. Відбувається осьове зрушення ротора, і якщо воно є більшим, ніж передбачені в турбомашині осьові зазори, виникає зачіпання робочих лопаток за корпус, що призводить до важкої аварії.

Тому осьовий розбіг в упорному підшипнику встановлюють таким, щоб товщина масляної плівки на виході з колодок була не менше 40...60 мкм, середній тиск на колодку не перевищував 2...4 МПа, а температура бабітової заливки була не більше 100 °С. Звичайно при збиранні упорного підшипника встановлюють осьовий розбіг 0,5...0,6 мм. Робота упорного підшипника повинна бути абсолютно надійною, оскільки вихід його з ладу призводить до найважчої аварії, якщо не спрацює відповідний захист.

Упорні колодки є основними деталями упорного підшипника, що визначають надійність та якість його роботи. Несуча здатність упорного підшипника залежить від питомого тиску, форми і загального числа колодок, способу їх обпирання та інших факторів. Радіальне ребро, до якого підводиться свіже масло, називається вхідним 3, а протилежне – вихідним 2 (рис. 3.35, *a*). Центральний кут, утворений вхідним і вихідним ребрами, становить 28...35°.

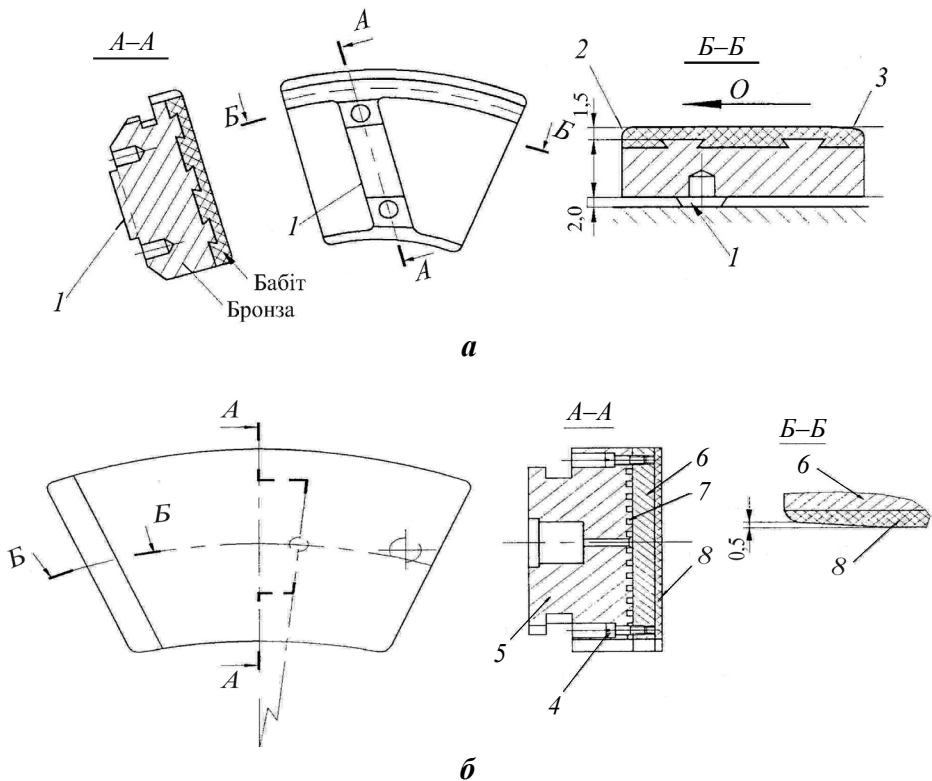


Рис. 3.35. Колодки упорного підшипника ковзання:

- a* – звичайна колодка; *б* – шарувата колодка; 1 – ребро повороту; 2 – вихідне ребро; 3 – вхідне ребро; 4 – гвинт; 5 – основа; 6 – мідна прокладка; 7 – масляні канали; 8 – бабітова заливка; *O* – напрям обертання упорного диска

Поверхня колодки, обернена до упорного гребеня, заливається бабітом. Для кращого прилягання бабітової заливки в колодці виконують пази типу ластівчиного хвоста. Для повного прилягання поверхні бабітової заливки до гребеня ротора колодки періодично підшабрують, і тому товщина бабітової заливки поступово зменшується. При зменшенні її до неприпустимого значення колодки перезаливають новим шаром бабіту.

Роль бабіту в упорних та опорних підшипниках різна. В опорних вкладах бабіт відіграє роль антифрикційного матеріалу, необхідного при роботі в режимі напівсухого тертя. У більшості упорних підшипників колодки розташовані в масляній ванні, тому режим напівсухого тертя практично не виникає. Однак при раптовому збільшенні значення осьового зусилля до неприпустимої величини, коли гребінь входить у контакт з поверхнею колодки, відбувається майже миттєве виплавлення бабіту і ротор різко переміщується на величину виплавленого бабіту. Це осьове зрушення ротора використовується як сигнал для системи захисту, що миттєво відключає турбоагрегат.

Кожна упорна колодка підвішується на одному або двох штифтах і контактує з підкладним кільцем тільки по ребру хитання *1*, навколо якого вона вільно повертається при зміні навантаження. Ребро хитання виконують паралельно вихідному ребру упорної колодки. Це забезпечує однаковість зазору по вихідному ребру при повороті колодки, більш рівномірний розподіл тиску по поверхні колодки та її менший знос. Ребро хитання розташовують не на середині колодки, а ближче до вихідного ребра. Це, з одного боку, виключає можливість перекидання колодки із закриттям масляного клина, а з іншого — при повороті колодки не зменшує зазор на виході настільки сильно, щоб відбувався знос вихідної частини колодки.

При нормальній роботі упорного підшипника основне виділення теплоти відбувається в масляному шарі. Частина цієї теплоти переноситься потоком масла, а частина передається колодці. Шари колодки, прилеглі до бабітової заливки, нагріваються і розширюються сильніше, ніж шари біля ребра хитання. У результаті спочатку плоска поверхня згинається. Чим більша нерівномірність температур по товщині колодки, тим сильніше вона деформується і тим менша її несуча здатність. Для зменшення нерівномірності температур колодки виконують з матеріалів, які мають високу теплопровідність і малий коефіцієнт розширення. У ролі таких використовують матеріали на основі міді — бронзу і латунь.

Майже в два рази більшу несучу здатність має **шарувата колодка** (див. рис. 3.35,б) [2, с. 158].

До сталевій основі *5* спеціальними гвинтами *4* кріпиться тонка мідна прокладка *6*, на поверхню якої напаяється шар бабіту. В основі виконуються канали *7*, через які проходить масло, що охолоджує мідну прокладку. Таким чином створюється мала різниця температур по товщині прокладки, і вона мало деформується. Це дозволяє не тільки підвищити несучу здатність

колодки, але і встановити її не на ребрі, а **на точковій опорі** (точніше "п'ятаковій"). Така колодка утримується в корпусі за допомогою кільцевих буртиків.

При одній і тій же сумарній поверхні колодок, що забезпечують деякий середній питомий тиск, можна виконувати або велике число дрібних, або мале число великих колодок. При малому їх числі збільшуються розміри підшипника, а при великому утруднюється охолодження: у разі щільного розташування колодок гаряче масло з-під них не встигає перетекти в корпус і підмішується до холодного масла, яке подається під наступну колодку. Розрахунки і досвід експлуатації показали, що оптимальне число упорних колодок у підшипнику становить від шести до восьми (на практиці застосовують від 6 до 12 колодок [15, с. 329]).

Виготовляють колодки упорних підшипників ковзання з олов'янистої бронзи; робочу поверхню заливають бабітом товщиною 1...2 мм.

Одним з ефективних способів забезпечення рівномірного розподілу навантаження по упорних колодках під час роботи підшипника є використання **важільної зрівняльної системи Кінгсбері** [2, с. 153]¹. Зразок упорного підшипника даного типу зображений на рис. 3.36.

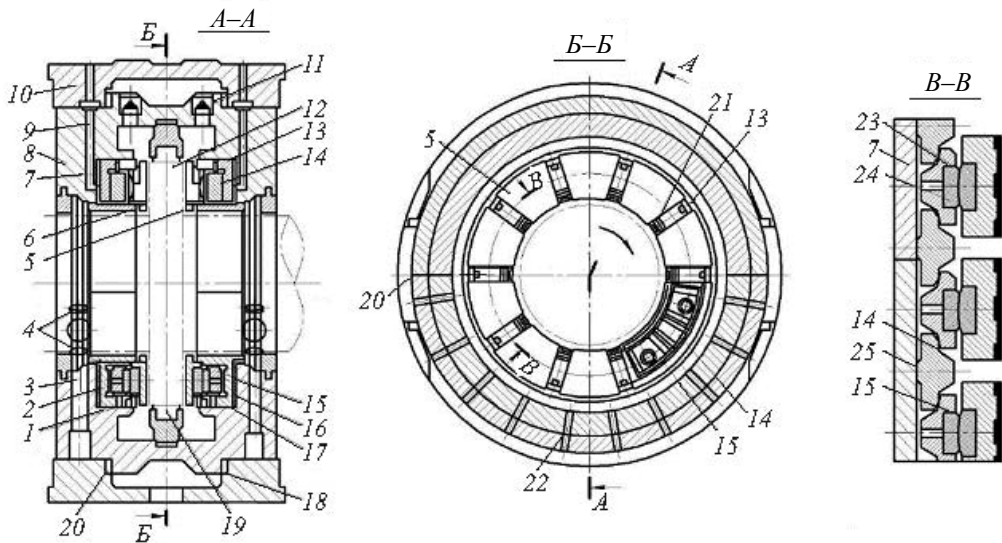


Рис. 3.36. Упорний підшипник із зрівняльними пристроями [6, с. 53]

Підшипник виконаний симетричним, з одним упорним диском 12, розташованим між упорними колодками 5 та 6. Вкладиш підшипника 8 встановлений в корпусі підшипника 10 та утримується від обертання стопорними шайбами 20. У розточках вкладиша встановлені обойми 7 та 16, що

¹ Назва системи на честь американського інженера Альберта Кінгсбері (1863–1943), який уперше запропонував таку конструкцію.

складаються з двох половин, усередині яких розміщені замкнуті кругові важільні зрівняльні пристрої.

Зрівняльний пристрій складається з сухарів 14 та 15. Сухарі 14 мають циліндричні виступи 25, напрямні яких прилягають до обойми. Для радіальної фіксації сухарів служать штифти 13. На плечі сухарів 14 спираються плечі сухарів 15, утримуваних у вкладиші за допомогою штифтів 17. Штифти сухарів входять в осьові пази, які не перешкоджають їх переміщенню вздовж осі вала. Упорні колодки 5 та 6 утримуються в обоймі фігурними виступами, які входять у розточку в обоймі з одного боку та утримуються рознімним кільцем 1 з іншого боку. В упорні колодки і верхні сухарі 15 запресовані упори 23 та 24.

Осьове зусилля, яке діє на деяку упорну колодку, передається з упора 23 на упор 24 сухаря 15, потім через плечі – на сухарі 14, а з них – на обойму 7.

Усі сухарі утворюють замкнену кругову систему. Така система автоматично підтримує однакові зусилля на робочі колодки. Наприклад, якщо зусилля на одну з колодок збільшується, то вона переміщається в осьовому напрямку. Її рух через сухарі передається іншим колодкам, які починають переміщатися назустріч упорному диску, сприймаючи на себе частину навантаження і розвантажуючи перенавантажену колодку.

Така система здатна знизити нерівномірність навантаження колодок у кілька разів, але зрівняльний пристрій буде ефективним тільки за умови його ретельного виконання. Усі контактні поверхні повинні бути загартованими (для зменшення деформації і швидкості стирання), ретельно відшліфованими і пригнаними, повинні мати малу площу контакту для зменшення сил тертя.

Масло до упорних колодок подається з отвору 3 через три отвори 4 в нижній половині вкладиша безпосередньо в порожнину упорних колодок. З підшипника масло витікає через отвори у верхній половині вкладиша, в які вставлені дросельні діафрагми 11 для підтискання масла в камері підшипника. Бічна поверхня упорного диска ущільнена, а камера 19 дренається через отвори 22.

Для регулювання осьового розбігу служать установлювальні кільця 2. Положення вкладиша в корпусі підшипника змінюється за допомогою кільця 18. Для подачі масла з аварійних баків служать канали 9 та отвори 21.

Упорні підшипники ковзання звичайно комбінують з опорними. Типова конструкція вкладиша комбінованого підшипника для вала діаметром 170 мм показана на рис. 3.37 [15, с. 330]. Сталевий вкладиш 3 підшипника встановлений в обоймі 1, виготовлений з двох половин. Вкладиш має сферичну поверхню, завдяки якій досягається його самоцентрування в обоймі. Стопорний палець 8 утримує вкладиш від прокручування. Натяг 0,02...0,04 мм (і до 0,04...0,08 мм для підшипників діаметром 320...360 мм) між сферичними поверхнями вкладиша та обойми перешкоджає осьовому

зміщенню вкладиша. Підбором установлювальних кілець 9 забезпечують необхідні осьові зазори в проточній частині турбомашини. Упорна частина вкладиша виконана як одне ціле з опорною частиною. Вона розташована консольно по відношенню до корпусу підшипника; пружина 2 запобігає повороту вкладиша.

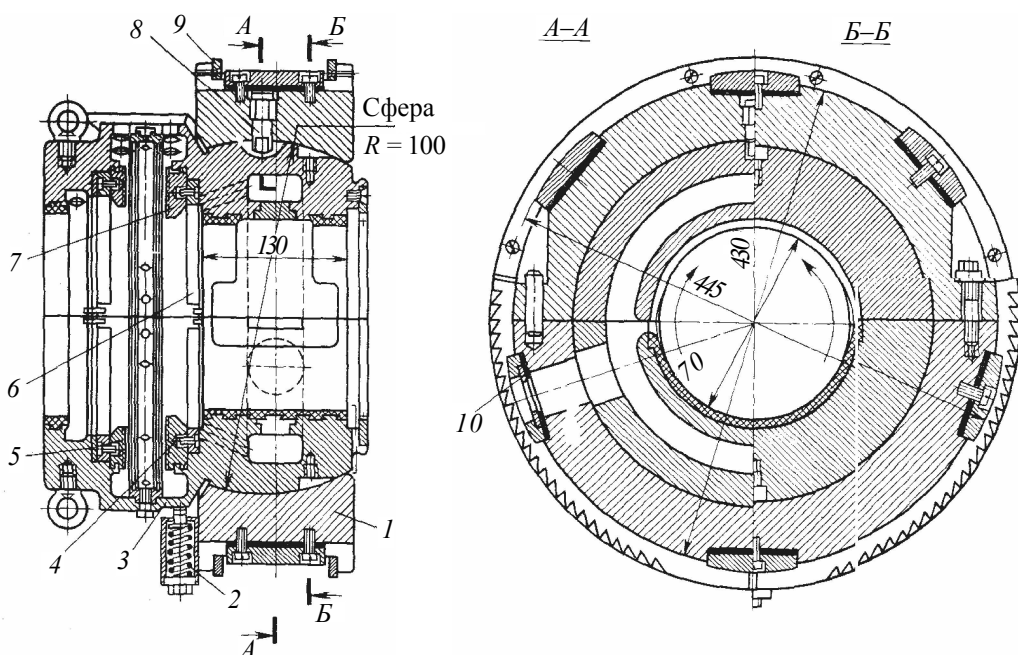


Рис. 3.37. Вкладиш опорно-упорного підшипника ОАО "ЛМЗ"

Упорний диск підшипника садять на вал з натягом 0,05...0,07 мм. З одного боку диск впирається в бурт, виточений на валу. Можливого переміщенню диска в інший бік перешкоджає розрізне кільце, встановлене в канавку на валу. Це кільце в свою чергу стиснуте суцільним кільцем, яке охоплює його з натягом приблизно 1 мм.

У даному підшипнику використано десять упорних колодок (див. також рис. 3.35,а). Вони спираються на півкільця 6 та утримуються пальцями 4 (по два пальці на колодку). Ці пальці вільно входять у гнізда колодок. При такій установці колодка може похитуватися навколо ребра, паралельного вихідній кромці. Для забезпечення масляного клина це ребро ділить дугу на середньому діаметрі колодки у пропорції 3:2, причому більш довга частина знаходиться з боку входу масла на колодку.

На вал діє осьова сила, спрямована зліва направо, і її сприймають робочі упорні колодки 7. Установлювальні колодки 5 запобігають переміщенню вала в напрямку, протилежному дії осової сили при роботі. Такі переміщення

можуть виникати при транспортуванні турбомашини, а також на змінних і часткових режимах роботи.

Усе масло на опорно-упорний підшипник подається через дозуючу діафрагму 10 в кільцеву порожнину, а з неї по похилих (по відношенню до осі підшипника) каналах – до упорних колодок. До встановлювальних колодок масло підводиться по окремій трубі (на рис. 3.37 не показана). Відведення масла з підшипника відбувається тільки через верхню частину. Цим забезпечується заповнення маслом камер робочих і встановлювальних колодок.

Поєднання упорного підшипника ковзання з радіально-упорним кульковим підшипником кочення для передньої опори ротора компресора низького тиску двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" показане на рис. 3.38.

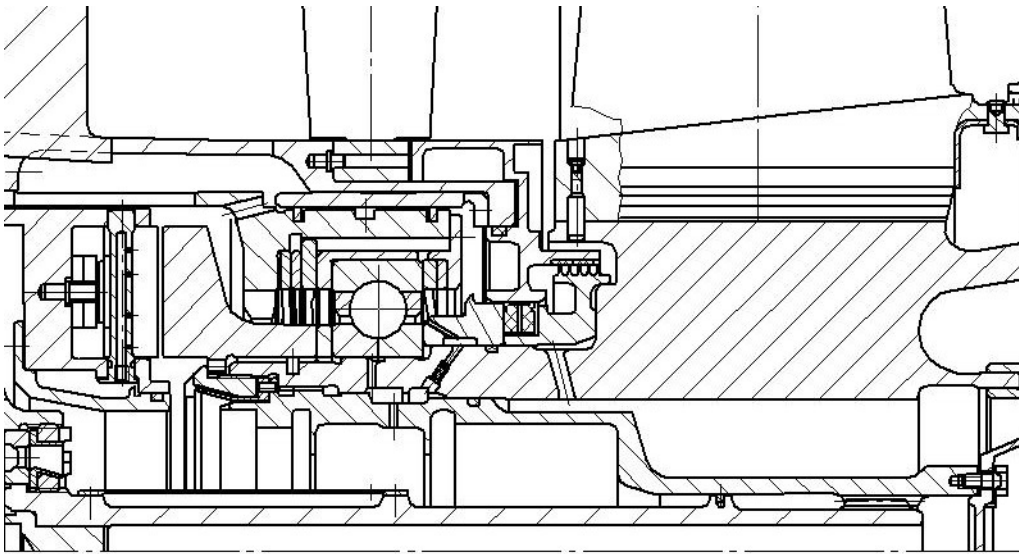


Рис. 3.38. Комбінована передня опора ротора компресора низького тиску двигуна UGT 25000 [28, с. 40]

Кульковий підшипник у даному випадку призначений для сприйняття радіальних навантажень від ротора КНТ і частково осьових навантажень, які виникають при роботі турбокомпресора низького тиску і спрямовані проти руху повітря.

Для гасіння коливань, що виникають при обертанні ротора, та обмеження величини радіального переміщення кульковий підшипник установлюється в масляний демпфер.

Величина осьового навантаження, яке сприймається кульковим підшипником, може змінюватися залежно від режиму роботи ГТА. При зростанні осьового навантаження більше деякого значення вступає в роботу упорний підшипник ковзання, який здатний сприймати значно більше осьове зусилля.

Упорний підшипник складається з корпусу, в якому рівномірно по колу розміщені вісім самовстановлюваних колодок. Кожна колодка опорною сферою спирається на свій пакет із двох плоских пружин. Між колодками розміщуються форсунки подачі масла для створення масляного клина та охолодження елементів упорного підшипника.

Принцип дії комбінованої опори такий: зовнішня обойма кулькового підшипника впирається в пакет із двох попередньо стиснутих плоских пружинних кілець; при збільшенні осьового навантаження (спрямованого проти руху повітря) ротор турбокомпресора низького тиску починає переміщатися, передаючи це навантаження на колодки та упорний диск підшипника ковзання.

Підведення масла до кулькових підшипників та упорного підшипника ковзання здійснюється різними трубами. При цьому для більш рівномірної подачі масла на колодки воно підводиться через дві діаметрально розташовані труби.

Змашування та охолодження кулькового підшипника здійснюються підведенням масла з торця підшипника, спрямованого у бік входу в компресор. Масло подається в зазор між внутрішньою обоймою і сепаратором у трьох точках рівними порціями.

У тому ж двигуні використана комбінація двостороннього упорного підшипника ковзання з опорним підшипником кочення для задньої опори силової турбіни (рис. 3.39).

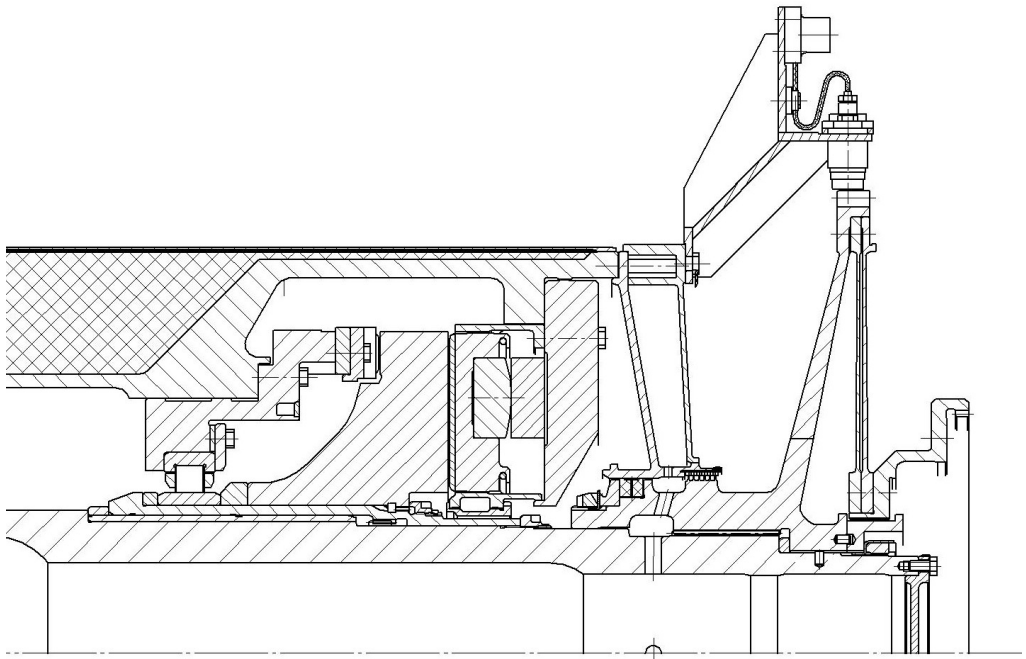


Рис. 3.39. Комбінована задня опора силової турбіни двигуна UGT 25000 [28, с. 41]

Контрольні питання і завдання

1. Які головні вимоги до конструкцій опор турбомашин?
 2. Проаналізуйте послідовність конструювання опор турбомашин.
 3. Розкрийте головні переваги та недоліки опор з підшипниками кочення.
 4. Поясніть вибір числа опор для роторів газотурбінних агрегатів.
 5. Поясніть способи кріплення кілець підшипників кочення в опорах турбомашин.
 6. Які особливості конструкції опор гнучких роторів?
 7. Розкрийте головні переваги та недоліки опор з підшипниками ковзання.
 8. Поясніть принцип роботи опорного підшипника ковзання.
-

4. УЩІЛЬНЕННЯ ТУРБОМАШИН

При конструюванні газотурбінних агрегатів між обертовими частинами турбомашин (ротором) та їх нерухомими частинами (статором) установлюються монтажні радіальні та осьові зазори. Непродуктивні перетікання робочого тіла через них призводять до зменшення потужності турбоагрегатів, а також до суттєвого зменшення їх ККД. Для запобігання цьому радіальні та осьові зазори між ротором і статором у газотурбінних агрегатах ущільнюють (тобто розміщують у них спеціальні пристрої, які максимально знижують витоки робочого тіла).

4.1. Ущільнення периферійних радіальних зазорів

Найбільш відповідальними є радіальні зазори між робочими лопатками і корпусом турбомашини. Від величини цих зазорів у дуже значній мірі залежать втрати енергії газового струменя і в кінцевому результаті економічність двигуна. Втрати енергії газового струменя обумовлені коловими перетіканнями газу (повітря) через радіальний зазор з увігнутої поверхні лопатки на опуклу, а в осьовому напрямку – з області підвищеного тиску перед робочими лопатками в порожнину зниженого тиску за ними (рис. 4.1) [25, с. 104].

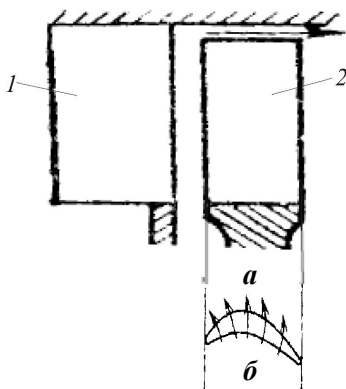


Рис. 4.1. Схема перетікань газу через радіальний зазор турбіни:

а – в осьовому напрямку; *б* – у коловому напрямку;
1 – соплові лопатки; *2* – робочі лопатки

Зменшення даних радіальних зазорів веде до збільшення ККД турбомашини. Так, наприклад, згідно з [27, с. 99], зменшення відносного радіального зазору (відношення радіального зазору до довжини лопатки) на 1 % приводить до збільшення ККД компресора на 3 %, що зумовлює зменшення витрати палива в ГТА до 10 %.

Величина монтажного радіального зазору призначається з урахуванням таких факторів: пружної і пластичної деформацій робочих лопаток; температурних розширень корпусу, диска і лопаток; можливої амплітуди коливань корпусу і ротора; радіального зазору в підшипниках; технічних допусків на виготовлення деталей, а також з урахуванням можливих змін величини монтажного радіального зазору в процесі роботи на різних режимах, включаючи запуск і зупинку двигуна.

Оскільки точне врахування величини і напрямку дії зазначених факторів неможливе, то на практиці монтажний зазор підбирається експериментально за найбільш несприятливих умов роботи. Так, наприклад, якщо встановити **для турбінної частини** монтажний зазор δ_m (рис. 4.2, *а*), то на етапі запуску, внаслідок швидкого нагрівання порівняно тонкого корпусу, зазор збільшиться до δ_3 (див. рис. 4.2, *б*). На сталому робочому режимі в результаті нагрівання та пружної деформації робочих лопаток і диска радіальний зазор зменшиться до δ_p (див. рис. 4.2, *в*). При зупинці двигуна, особливо екстреній, коли в перший момент через турбіну протікає велика маса холодного повітря, корпус остигає швидше, ніж робочі лопатки і диски, і радіальний зазор швидко зменшується до δ_o (див. рис. 4.2, *г*), а потім корпус "сідає" на лопатки і ротор заклинює. Отже, режимом, який визначає мінімальну величину монтажного зазору, є режим зупинки двигуна (згідно з [17, с. 254], величина монтажного радіального зазору в газових турбінах становить приблизно 0,3...0,4 % від діаметра корпусу).

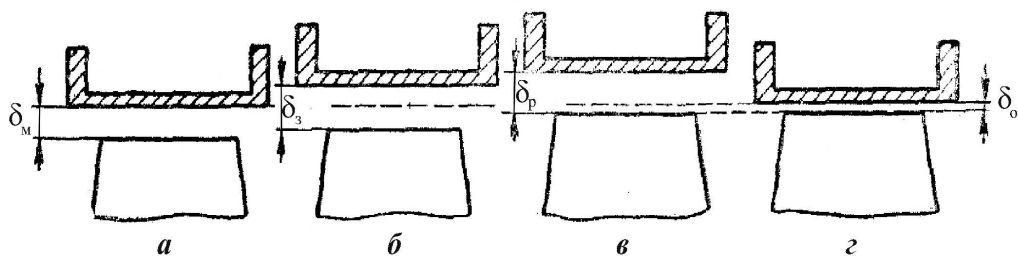


Рис. 4.2. Радіальні зазори між корпусом і торцями робочих лопаток турбіни на різних режимах роботи двигуна:

а – монтажний зазор; *б* – зазор при запуску двигуна;
в – зазор на робочому режимі; *г* – зазор при зупинці двигуна

Таким чином, для забезпечення надійної роботи газових турбін з мінімально можливими радіальними зазорами необхідно зменшити усадку корпусу після зупинки двигуна, для чого корпус виготовляють із сталей з невеликими коефіцієнтами лінійного розширення і забезпечують його ефективне охолодження.

З цією ж метою в корпусі (або у зовнішньому бандажному кільці) **газових турбін** над робочими лопатками встановлюють металокерамічні або стільникові вставки, які легко спрацьовуються при дотику до них торців лопаток, зменшуючи тим самим навантаження на лопатки і запобігаючи їх поломці. Як зазначається в [17, с. 255], використання металокерамічних або стільникових вставок приводить до збільшення ККД турбіни на 2...3 %.

Металокерамічні вставки (рис. 4.3) виготовляються з конгломератної суміші графіту, нікелю і заліза. Перший (зовнішній) шар являє основу вставки і забезпечує її міцність. Він містить невелику кількість графіту (6...8 %). Другий шар робочий, легко спрацьовується, містить більше графіту, ніж перший (12...16 %). Необхідно відзначити, що в процесі експлуатації в результаті теплозмін, вібрацій та інших факторів спостерігаються випадки викришування металокерамічних вставок.

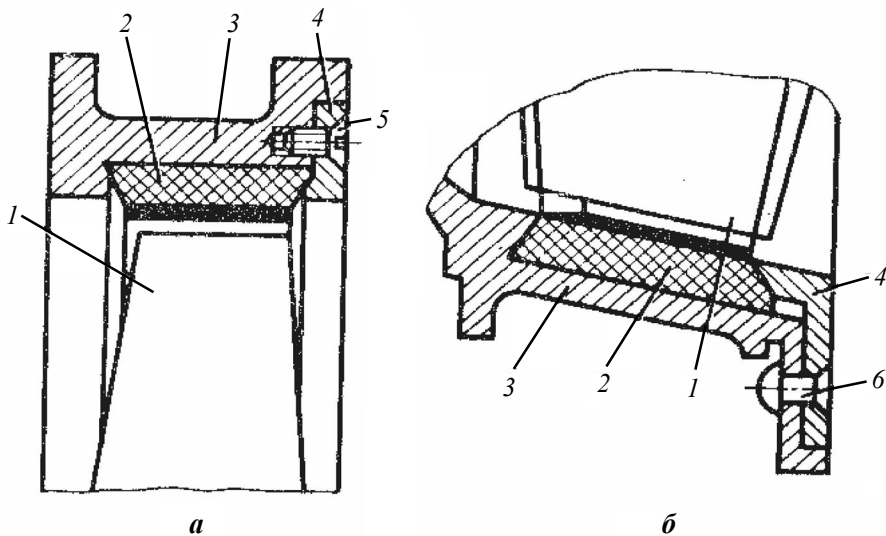


Рис. 4.3. Кріплення металокерамічних вставок у корпусі турбіни [15, с. 311]:

а – гвинтове кріплення; *б* – заклепкове кріплення; *1* – робоча лопатка; *2* – вставка; *3* – корпус; *4* – кільце; *5* – гвинт; *6* – заклепка

Більш стійкими є **стільникові вставки** 3 (рис. 4.4), які утворюють кільце 2 над робочими лопатками 1. Вставки мають тонкі стінки, тому поверхня контакту з робочими лопатками приблизно в 10 разів менша, ніж при звичайному лабіринтовому ущільненні. Витоки крізь стільникові ущільнення менше залежать від величин зазорів А і Б, ніж ті, що мають місце в зазорах без ущільнень (рис. 4.5).

У газових турбінах ефективним засобом зменшення втрат через перетікання робочого тіла крізь радіальні зазори є **бандажні полиці на робочих лопатках** (рис. 4.6). При встановленні лопаток з бандажними полицями ККД турбіни збільшується приблизно на 1...2 %. Утворення на бандажних

полицях або в корпусі над бандажними полицями **лабіринтових гребінців** приводить до збільшення ККД турбіни ще приблизно на 1 % [17, с. 255]. Найкращий ефект досягається на перших ступенях, де робочі лопатки короткі і відносні втрати через перетікання порівняно великі.

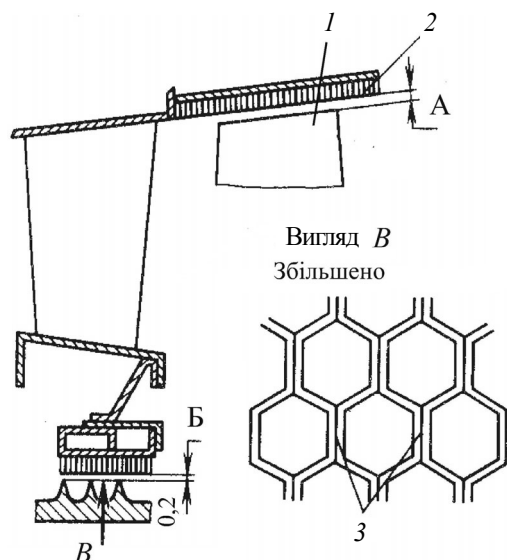


Рис. 4.4. Стільникове ущільнення в турбіні [15, с. 311]

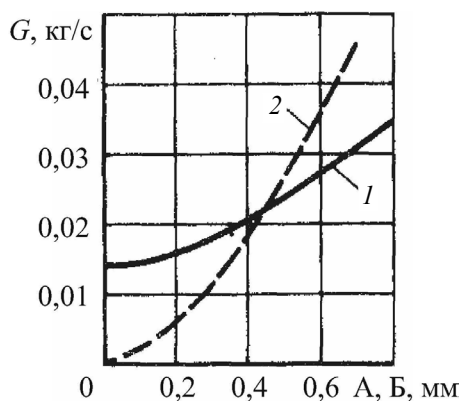


Рис. 4.5. Зміна витрати газу крізь зазори А і В (див. рис. 4.4):

1 – зі стільниковою вставкою;
2 – із звичайним гладким кільцем

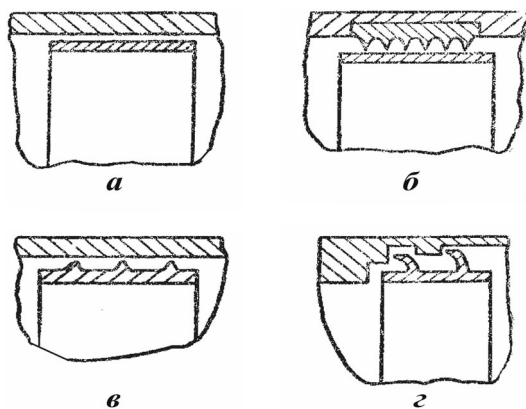


Рис. 4.6. Способи зменшення перетікання газів крізь радіальний зазор [13, с. 117]:

а – установлення бандажа на робочих лопатках;
б – установлення бандажа на робочих лопатках і лабіринту в корпусі;
в, г – установлення бандажа з ущільнювальними гребенями

При конструюванні турбін особлива увага приділяється правильному розташуванню бандажних полиць щодо соплового апарата, яке виключає їх виступ у потік і порушення плавності проточної частини турбіни.

У багатьох сучасних ГТА для зменшення величини периферійного радіального зазору використовуються спеціальні **системи регулювання радіального зазору**, в більшості яких регулювання проводиться шляхом зміни радіального теплового розширення корпусу турбіни. На рис. 4.7 зображена конструкція корпусів турбін високого (ТВТ) і низького (ТНТ) тисків двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" з такою системою [5, с. 212–213].

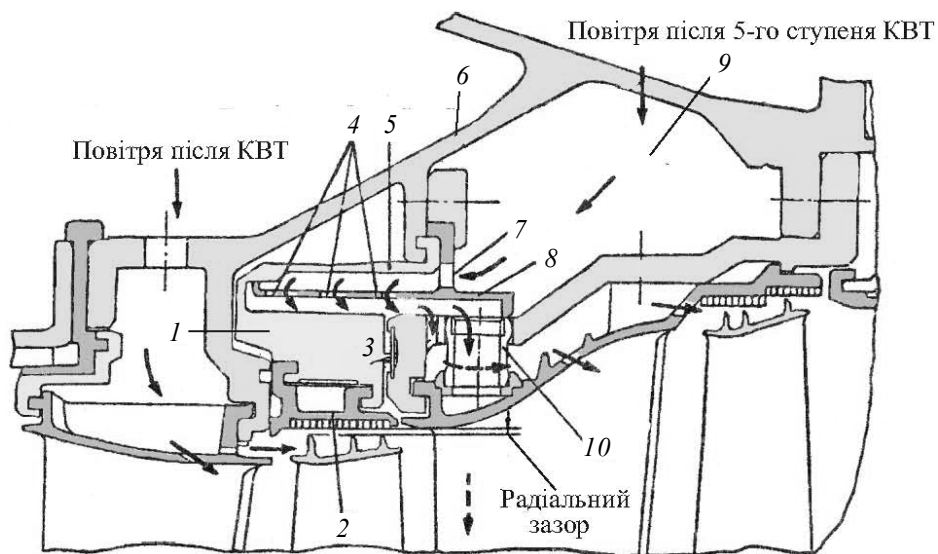


Рис. 4.7. Конструкція корпусів турбін високого і низького тисків двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект"

У двигуні UGT 25000 величина радіального зазору в ТВТ визначається тепловими розширеннями регулюючого кільця 1, в якому закріплені сегментні вставки 2. Незалежні від інших корпусних деталей теплові розширення регулюючого кільця в радіальному напрямку забезпечуються гнучким елементом 5, виконаним як єдина деталь з регулюючим кільцем. Гнучкий елемент забезпечує також центрування регулюючого кільця в силовому корпусі ТВТ 6.

Для компенсації теплових розширень регулюючого кільця в осьовому напрямку і мінімізації витоків охолоджуючого повітря застосоване ущільнення 3, утворене кільцевим виступом регулюючого кільця і пружними сегментними пластинами. Струминне охолодження регулюючого кільця організоване за допомогою податливого кільця-екрана 8 з пазами і численними отворами "душового" охолодження 4.

Охолоджуюче повітря, яке відбирається за робочим колесом 5-го ступеня КВТ, подається в порожнину корпусів ТВТ і ТНТ 9 по трьох зовнішніх трубах (на рисунку не показані), на яких установлені клапани відсічення

повітря. Ці клапани призначені для припинення подачі охолоджуючого повітря (його відсічення) та управляються тиском повітря за КВТ.

При відкритих клапанах охолоджуюче повітря, яке подається в порожнину 9 крізь пази 7 та отвори 4, надходить на охолодження регулюючого кільця. Потім через штуцери 10 це повітря йде на охолодження соплових лопаток ТНТ, а також через ряд отворів – на охолодження корпусу ТНТ, полиць соплових лопаток і бандажних полиць робочих лопаток ТНТ.

Алгоритм роботи системи регулювання передбачає запуск, вихід на режим холостого ходу і підйом до режиму близько 5 % від номінального із закритими відсічними клапанами. Потім починається поступове відкривання клапанів, а на режимі 10 % від номінального клапани відкриті повністю. При зниженні потужності відбувається закривання клапанів у зворотному порядку.

У разі аварійних або екстрених зупинок, з огляду на різкий спад тиску за КВТ, запірні клапани закриваються практично миттєво і виключають охолодження регулюючого кільця після зупинки. Наступні запуски відбуваються із закритими клапанами, а отже, з прогрітим кільцем.

На рис. 4.8 зображені різні ущільнювальні пристрої в проточній частині компресора.

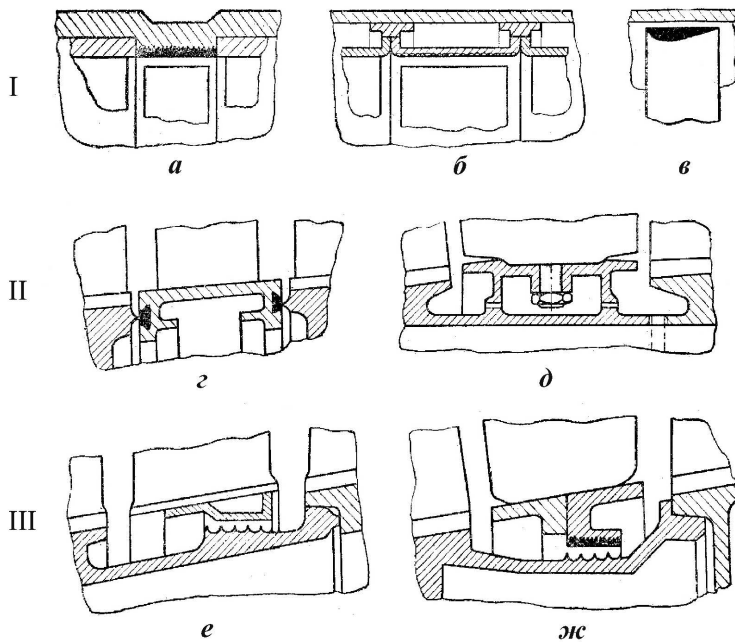


Рис. 4.8. Ущільнювальні пристрої в проточній частині компресора [17, с. 146]:

- I – ущільнення між корпусом і робочими лопатками;
- II – ущільнення між робочими і напрямними лопатками;
- III – ущільнення між напрямними апаратами і ротором;

а – покриття пояса над лопатками шаром талькової пасти товщиною 2...3 мм;

б – покриття трактового кільця шаром алюмоазбографіту товщиною 0,7 мм;

в – стоншення торця лопатки; *г* – торцеве ущільнення шаром талькової пасти;

д – ущільнення, яке забезпечується малими радіальними зазорами;

е, ж – лабіринтові ущільнення

З метою зменшення монтажних радіальних зазорів широке застосування знаходить покриття нерухомих поверхонь компресора (в місцях можливого контакту) спеціальними м'якими пастами на основі графіту, тальку, азбесту, алюмінієвої пудри та інших компонентів. Якщо торці робочих лопаток торкаються покриття, то воно спрацьовується, забезпечуючи самовстановлення мінімального зазору.

У деяких компресорах з метою зменшення радіальних зазорів застосовується стоншення кінців робочих лопаток (див. рис. 4.8, в), що забезпечує їх доробку при зачіпанні за корпус. При цьому досягається радіальний зазор 0,10...0,25 мм.

4.2. Ущільнення повітряно-газових порожнин

З різною метою у внутрішньому просторі газотурбінних агрегатів організують ряд повітряних і газових порожнин з різним тиском. Для усунення або зменшення перетікання повітря або газу із порожнин з більшим тиском у порожнини з меншим тиском на границях даних порожнин установлюють спеціальні ущільнювальні пристрої.

Усі ущільнення повітряно-газових порожнин газотурбінних агрегатів умовно можна поділити на безконтактні та контактні. Розглянемо головні з них.

У турбомашинах, у тому числі компресорах і турбінах ГТА, застосовують такі види ущільнень типу "повітря–повітря" ("газ–газ") між ротором і статором:

- лабіринтові ущільнення;
- щіткові ущільнення;
- щілинні ущільнення;
- сухі газодинамічні ущільнення;
- сухі газостатичні ущільнення.

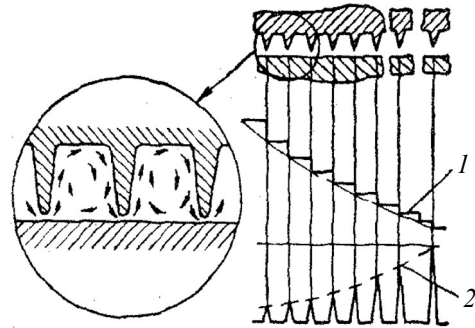
Останнє ущільнення доведене і досліджене поки лише на лабораторному стенді, хоча існує компонування одного з американських ГТА з цим ущільненням [11, с. 1185].

Розглянемо послідовно кожне з перерахованих ущільнень.

Широке застосування у всіх ГТА знайшли безконтактні **лабіринтові ущільнення**. Їх дія заснована на багаторазовому дроселюванні газу, який протікає через канали з різко змінюваними прохідними перерізами. Ущільнення складається з послідовно розташованих щілин і вихрових камер. При проходженні газу крізь щілину його тиск зменшується, а швидкість зростає (рис. 4.9). У камері за щілиною швидкість різко зменшується (внаслідок вихороутворення) при незмінному тиску. Таким чином, унаслідок багаторазового дроселювання на шляху газу створюється значний аеродинамічний опір, завдяки чому зменшуються витоки.

Лабіринтове ущільнення не може повністю герметизувати зазор, але може зменшити витоки газу через нього до деяких допустимих значень.

Рис. 4.9. Зміна тиску (1) і швидкості газу (2) в лабіринтовому ущільненні



Ефективність роботи лабіринтового ущільнення залежить від числа та конфігурації гребінців, перепаду тисків між ущільнюваними порожнинами і від величини зазору. Кромки гребінців повинні бути гострими, оскільки навіть невелике їх скруглення знижує ефективність ущільнення.

На рис. 4.10 показані деякі конструкції лабіринтових ущільнень [17, с. 397]. Витоки через ущільнення прямо пропорційні коефіцієнту витрати k , який визначається дослідним шляхом. За інших рівних умов, чим різкіше змінюється напрямок газу в камері лабіринту, тим більше дроселюється газ і тим ефективніша робота ущільнення. Так, наприклад, лабіринт на рис. 4.10, *г* майже вдвічі ефективніший, ніж найбільш поширений лабіринт, показаний на рис. 4.10, *а*, але він і складніший, оскільки вимагає значної точності виготовлення і розбірної конструкції корпусу лабіринту.

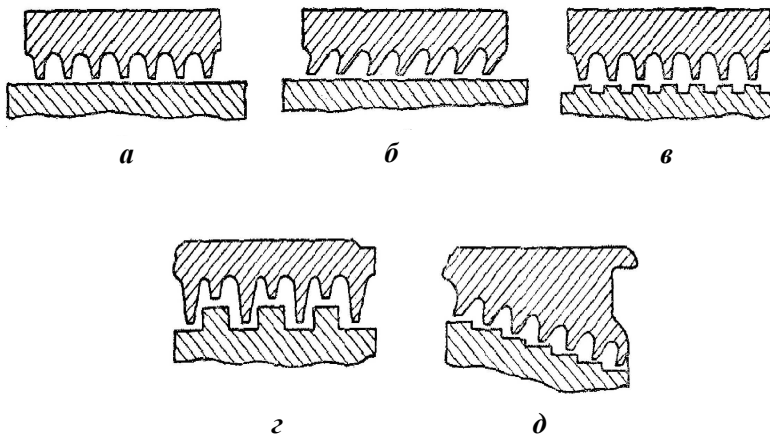


Рис. 4.10. Конструкції лабіринтових ущільнень:
 $a - k = 1,27$; $б - k = 1,15$; $в - k = 1,0$; $г - k = 0,7$; $д - k = 0,85$

Як наголошується в [11, с. 500], мінімізація витоків через лабіринтове ущільнення конструктивно може бути досягнута за рахунок:

- збільшення розміру вихрових камер між щілинами;
- нахилу зубів лабіринту проти напрямку руху потоку;
- ступеневого розташування гребінців в ущільненні.

Витоки через лабіринтове ущільнення прямо пропорційні також кільцевій площі щілини між гребінцями і втулкою (кришкою). Для її зменшення необхідно, по-перше, розміщувати ущільнення на якомога меншому діаметрі, наближаючи його до маточини диска, а по-друге, зменшувати радіальний зазор між гребінцями і втулкою.

Для здійснення останнього в лабіринтові втулки над гребінцями (рис. 4.11) можуть установлювати металокерамічні або стільникові вставки (рис. 4.12), а також наносити тим чи іншим способом шар (до 2 мм) м'якого, але термостійкого матеріалу (графітоталькового або графітоалюмінієвого). Як правило, гребінці ущільнення розташовуються на роторі, а дороблювані (зрізувані) вставки або покриття – на статорі турбомашини.

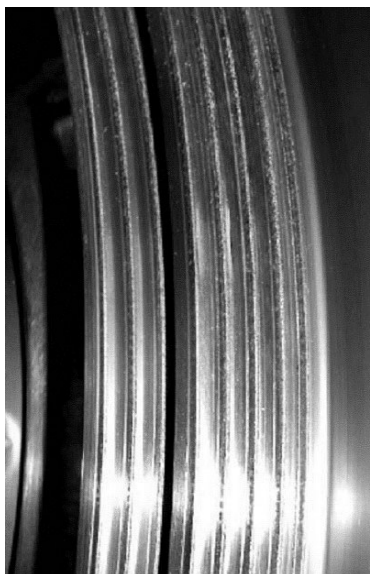


Рис. 4.11. Гребінці лабіринтових ущільнень

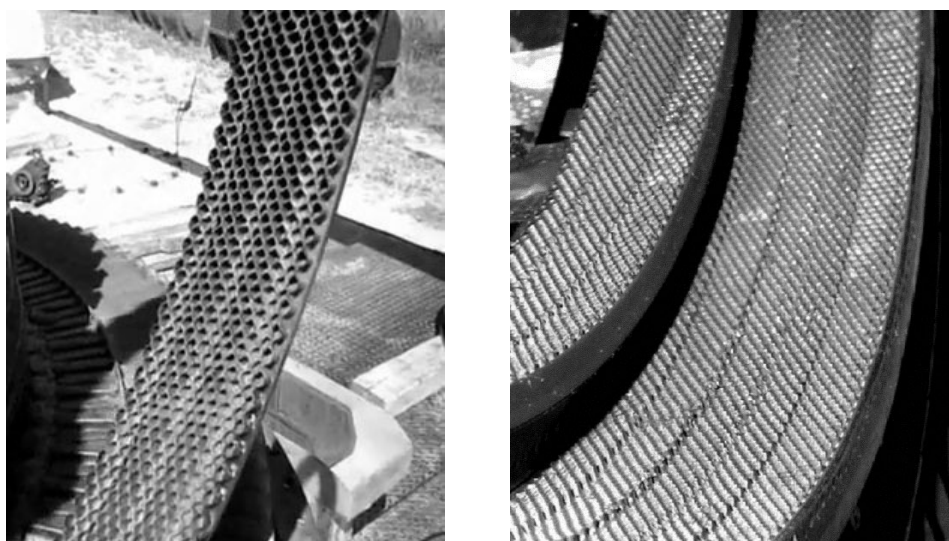


Рис. 4.12. Стільникові вставки лабіринтових ущільнень [11, с. 1187]

Для зменшення зносу гребінців на них наносяться зміцнювальні покриття плазовим напиленням або електроіскровим легуванням. Під час роботи гребінці врізаються в покриття та утворюють у них канавки (див. рис. 4.12 та 4.13).

Іноді для запобігання руйнуванню лабіринтових гребінців при їх зачіпанні за втулку здійснюють пружне підвішування даної втулки.

При значних перепадах тиску, коли для зменшення витоків потрібна значна кількість вихрових камер, з метою зменшення довжини лабіринти можуть виконуватися в два або три яруси.

Лабіринтові ущільнення прості за конструкцією, зручні в монтажі, не мають обмежень щодо температури і тиску ущільнюваного середовища, а також щодо відносної швидкості ковзання. При їх доведенні іноді виникають міцнісні проблеми, в тому числі вібраційного походження, але вони конструктивно усуваються. До недоліків лабіринтових ущільнень належать найбільші (порівняно з іншими типами ущільнень) витoki.

Для зменшення перетікань повітря (газу) між порожнинами в газотурбінних агрегатах знаходять застосування контактні **щіткові ущільнення**.

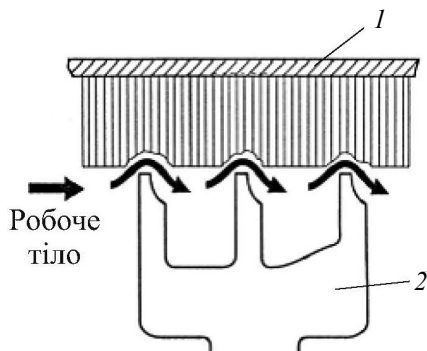


Рис. 4.13. Врізання гребінців лабіринту в стільникову вставку:
1 – статор; 2 – ротор

Такі ущільнення впроваджуються в конструкцію газотурбінних агрегатів з початку 90-х років XX ст. Вони являють собою пучки дроту з дуже твердого сплаву (наприклад, на основі кобальту), які безперервно торкаються (під кутом приблизно 45°) тієї частини ущільнення, що обертається. Діаметр щетинок $0,025 \dots 0,1$ мм, причому на 1 мм довжини в коловому напрямку розташовується до 300 щетинок [11, с. 1188]. Схема дворядного щіткового ущільнення показана на рис. 4.14.

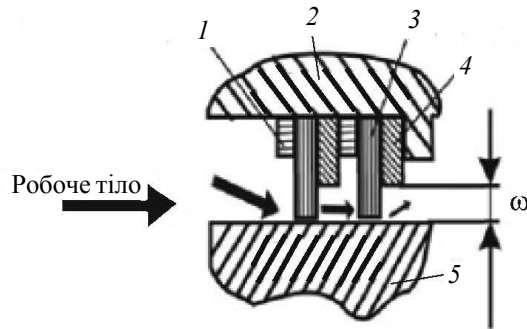


Рис. 4.14. Щіткове ущільнення:

1 – мале кільце; 2 – статор; 3 – щітка; 4 – велике кільце; 5 – ротор

Кожен ряд складається з щіток, затиснутих і закріплених між малим та великим плоскими кільцями (пластинами). Між великими пластинами і ротором є зазор ω , як у звичайному лабіринтовому ущільненні, і в разі обриву щіток ущільнення перетворюється на звичайне лабіринтове.

На рис. 4.15 показаний більш детально один ряд щіткового ущільнення у вільному (без ротора) стані. Діаметр ротора d умовно показаний пунктиром. При складанні перекриття щетинок r вибирається і щітки своєю пружністю забезпечують контакт з ротором. Коли в процесі експлуатації змінюються радіальні та осьові зазори, щітки легко адаптуються до цих змін, підтримуючи безперервний контакт з ротором.

Вільна довжина щетинок l , виступ щетинок S , діаметр щетинок та їх щільність є основними характеристиками щіткового ущільнення:

чим більший діаметр щетинок, тим більший перепад тисків витримує ущільнення, але при цьому збільшуються витоки;

подвоєння щільності щетинок знижує витоки приблизно на 30 %, при цьому витримуваний перепад тисків більш ніж подвоюється;

при зменшенні вільної довжини щетинок витримуваний перепад тисків збільшується, а витоки знижуються. Однак це призводить до збільшення жорсткості щіток, підвищення тепловиділення через тертя і зниження ресурсу щіток.

Гнучкість пучка щетинок (рис. 4.16 та 4.17) є головною перевагою щіткового ущільнення і дозволяє йому забезпечити мінімальний зазор та мінімальні витоки на всіх режимах роботи. Лабіринтові ущільнення, наприклад, набувають максимального врзання на перехідних режимах роботи, тому на номінальному (і найбільш важливому для ГТА) режимі ці ущільнення працюють із збільшеним зазором і витоками. Як наголошується в [11, с. 500], ефективність щіткових ущільнень на 20...40 % вища, ніж лабіринтових.

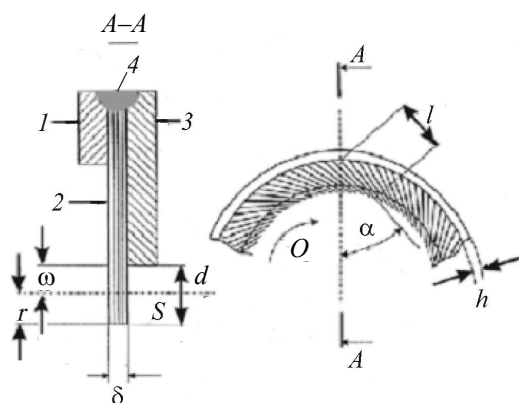


Рис. 4.15. Схема щіткового ущільнення:

1 – передня пластина; 2 – пакет дротяних щетинок; 3 – задня пластина; 4 – зварний шов;
 d – діаметр ротора; h – радіальна висота передньої пластини 1; l – вільна довжина щетинок;
 O – напрям обертання ротора; r – радіальне перекриття щетинок;
 S – радіальний виступ щетинок; α – кут розташування щетинок у вільному стані;
 δ – товщина пакета щетинок; ω – зазор по задній пластині



Рис. 4.16. Елементи щіткового ущільнення



Рис. 4.17. Вигляд щіткового ущільнення

Ефективність щіткових ущільнень залежить від зносу щетинок, а він у свою чергу визначається коловою швидкістю та якістю покриття в місцях контакту. Оптимальне покриття (нанесений за допомогою плазми карбід хрому) дозволяє зменшити знос у два рази.

Щіткові ущільнення добре показали себе в експлуатації в стаціонарних ГТА компанії "General Electric Co.". В авіаційних двигунах умови роботи щодо багаторежимності і циклічності навантажень є значно жорсткішими, однак є дані про успішність застосування таких ущільнень і в цій галузі [11, с. 500].

Основною проблемою щіткових ущільнень є невисокий ресурс у важких умовах роботи (великі швидкості обертання, температури і перепади тисків) через зношування, обгоряння та обрив щетинок.

Безконтактні **щілинні ущільнення** засновані на створенні між ущільнюваними поверхнями дуже вузької щілини (див. рис. 4.8, *д*). При цьому повна ізоляція поділюваних порожнин не забезпечується і перетікання через щілину відбувається тим більше, чим більший перепад тисків між розділеними порожнинами і чим більша кільцева площа щілини.

Щілинні ущільнення застосовуються, як правило, для поділу порожнин, перепад тисків між якими невеликий, наприклад, у напрямних апаратах низьконапірних ступенів компресорів.

Сухі газодинамічні ущільнення працюють за принципом упорного підшипника ковзання на газовому змащенні. В авіаційних двигунах вони застосовуються поки лише для ущільнення підшипникових опор компресорів при температурах повітря до 700 К, колових швидкостях 100...150 м/с і діаметрах 100...200 мм [11, с. 1191].

В опорах компресорів промислових ГТА з 1976 р. найбільшого поширення набули сухі газодинамічні ущільнення англійської фірми "John Crane Inc."

Сухе газове ущільнення може бути одиночним, подвійним (тандем), потрійним і т. д. В ущільненні фірми "John Crane Inc." є такі головні деталі (рис. 4.18–4.21):

п'ята (кільце) 5 з карбіду вольфраму (карбіду титану або карбіду кремнію), яка за допомогою втулки 6 і штифтів 7 закріплена на валу та обертається разом з ним. На торці контактної поверхні п'яти виконані (для газу) методом іонного бомбардування або хімічного травлення підйомні площадки (мікроканавки) глибиною 5...20 мкм. Форма та розміри площадок бувають різними і можуть змінюватися залежно від конструкції та призначення ущільнення (рис. 4.22). Фірма "John Crane Inc." у своїх виробах застосовує спіральні мікроканавки;

статорне кільце 2, яке виконане з графіту, просоченого смолою;

пружини 3 з нікелевого сплаву, які підтискають статорне кільце 2 до обертового кільця 5;

кільця 4, 9 та 12 із фторвуглецевого еластомеру, які ущільнюють зазори між деталями.

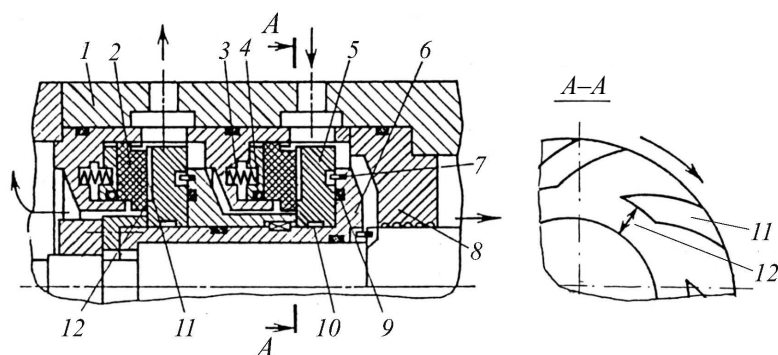


Рис. 4.18. Двоступінчасте сухе газове ущільнення фірми "John Crane Inc.":

1 – корпус; 2 – графітове кільце; 3 – пружини; 4, 9, 12 – ущільнювальне кільце;
5 – обертова п'ята (кільце) з твердого матеріалу; 6 – втулка; 7 – штифти;
8 – лабіринтове ущільнення; 10 – браслетна пружина;
11 – спіральні канавки

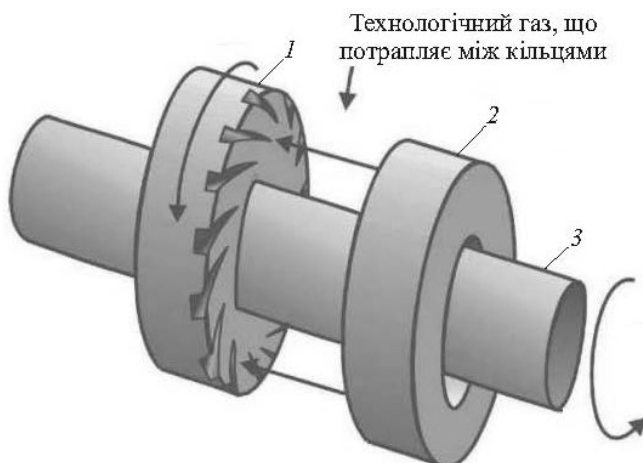


Рис. 4.19. До принципу роботи сухого газодинамічного ущільнення:

1 – обертове кільце; 2 – нерухоме кільце; 3 – вал



Рис. 4.20. Зовнішній вигляд двоступінчастого ущільнення фірми "John Crane Inc."



Рис. 4.21. Елементи сухого газового ущільнення

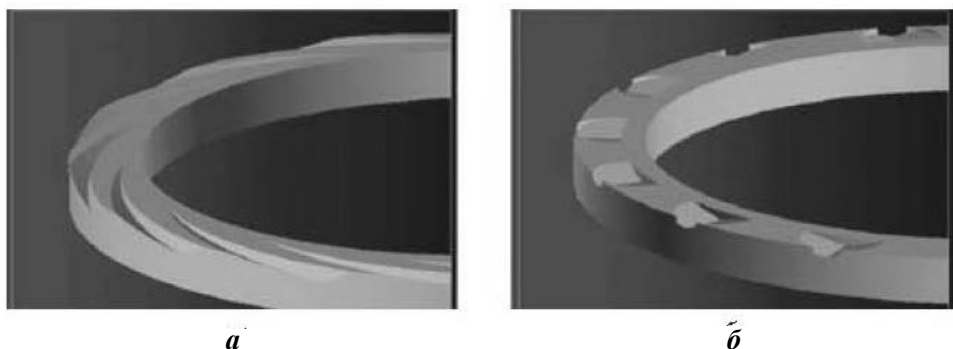


Рис. 4.22. Кільця зі спіральними (а) та U-подібними (б) газодинамічними канавками

При стоянці статорне кільце 2 (див. рис. 4.18) злегка притиснуте пружинами 3 до п'яти 5. При обертанні, внаслідок виникнення в'язкісного газодинамічного тиску між ущільнювальними поверхнями п'яти 5 і кільця 2, який посилюється завдяки наявності мікроканавок, кільце 2 спливає над п'ятою 5 на кілька мікронів і ущільнення працює на газовому змащенні без зносу (при зазорі приблизно 0,005 мм).

Якщо газ містить частинки розміром більше 5 мкм, то затворний закомпресорний газ, який надходить в ущільнення, попередньо очищається у фільтрі.

Ущільнення може працювати при осьових переміщеннях вала щодо корпусу до 2,5 мм і радіальних переміщеннях до 0,6 мм.

У **сухих газостатичних ущільненнях** підвищений тиск у шарі між контактними поверхнями створюється не за рахунок обертання ротора,

а внаслідок подачі повітря до нього під надлишковим тиском від спеціального нагнітача.

Газостатичні підшипники вимагають меншої точності виготовлення, ніж газодинамічні, краще витримують постійні і пульсуючі навантаження, оскільки зазор у них дещо більший, ніж у газодинамічних.

Головним недоліком, що обмежує можливості їх застосування, є необхідність додаткового повітряного нагнітача, який розвиває тиск, що перевищує тиск ущільнюваного середовища.

Фірма "Stein Seal Co." спеціально для компанії "General Electric Co." розробила і провела дослідження конструкції сухого газостатичного ущільнення, яке отримало в літературі назву **аспіраторного**.

4.3. Ущільнення масляних порожнин

Надійне ущільнення масляних порожнин суттєво впливає на зменшення витрати масла і надійність роботи двигуна в цілому. Прорив масла або його пари у проточну частину двигуна не тільки збільшує витрату масла, а й погіршує умови роботи камер згоряння, сприяє відкладенню нагару на деталях проточної частини, забруднює двигун і призводить до інших небажаних наслідків. З іншого боку, попадання в масляні порожнини гарячого газу або повітря призводить до додаткового нагрівання масла і збільшує масу повітря (газу), яка видаляється при суфлюванні.

У газотурбінних агрегатах застосовуються такі види ущільнень масляних порожнин:

- лабіринтові ущільнення;
- кільцеві ущільнення;
- графітові контактні ущільнення;
- радіально-торцеві безконтактні ущільнення;
- різьбові ущільнення;
- манжетні ущільнення;
- ущільнення з масловідбивними кільцями.

Безконтактні **лабіринтові ущільнення** у газотурбінних агрегатах використовуються не тільки для ущільнення повітряно-газових порожнин, а й для запобігання витоку масла з масляних та суфльованих порожнин у проточну частину двигуна. Лабіринтові ущільнення встановлюються також біля підшипникових вузлів турбін та компресорів для запобігання проникненню в них гарячих газів.

В останньому випадку за наявності спеціально організованого двоярусного лабіринту порожнина між лабіринтами може використовуватися для підведення повітря з компресора з метою підпирання масляної порожнини або сполучення її з атмосферою для відведення гарячих газів, які проникли через перший лабіринт (рис. 4.23 та 4.24). Це запобігає перегріванню підшипника, коксуванню масла та іншим несправностям.

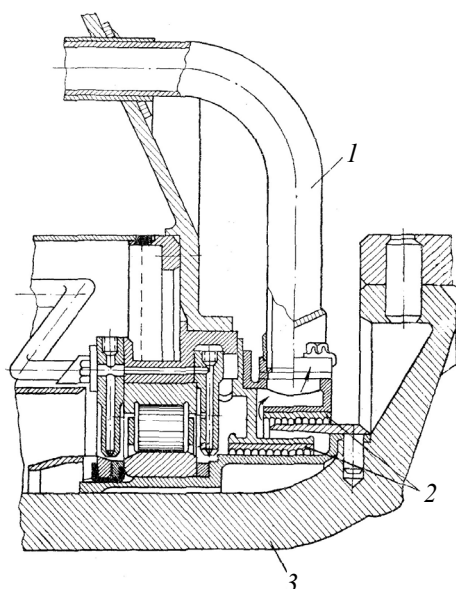


Рис. 4.23. Відведення газів, що проникли через перший лабіринт підшипника турбіни [17, с. 400]:
1 – вал турбіни; 2 – ущільнення; 3 – газовідвідна трубка

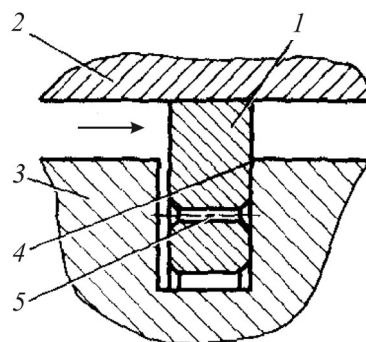


Рис. 4.24. Елементи двоярусних лабіринтових масляних ущільнень

Значного поширення в газотурбінних агрегатах набули контактні **кільцеві ущільнення**. Головними елементами таких ущільнень (рис. 4.25) є розрізні пружні кільця, що виготовляються з кованої бронзи з великим вмістом олова, а також із чавуну або сталі. Кільця притискаються до циліндричної поверхні втулки силами пружності, а до торцевої поверхні канавки на роторі – надлишковим тиском в ущільнюваній порожнині.

Рис. 4.25. Схема кільцевого ущільнення:

- 1 – пружне кільце; 2 – корпус;
 3 – втулка; 4 – торцева поверхня канавки;
 5 – отвори підведення масла



Робочі поверхні кільця виконують з великою точністю, хромують для зменшення зносу, а іноді для кращої доробки покривають шаром свинцю або кадмію товщиною 3...5 мкм.

Канавки під кільця ущільнювачів найчастіше виконують на спеціальній втулці (кільцетримачі), яка потім установлюється на вал з натягом, що спрощує термообробку, полегшує усунення дефектів ущільнення і т. д. Для підвищення зносостійкості торцеві поверхні канавок азотують або цементують.

Пружність кільця підбирається таким чином, щоб при обертанні вала вони залишалися нерухомими або злегка прокручувалися. В останньому випадку кільця мають невеликий знос із торця. При значному обертанні кільця (унаслідок недостатньої пружності) має місце знос по циліндричній поверхні, який погіршує роботу ущільнення та утруднює його демонтаж.

При значному питомому тиску в результаті сухого тертя виникає велике тепловиділення, що знижує працездатність ущільнення. У таких випадках для змащування тертьових поверхонь у кільцях виконують ряд отворів малого діаметра – приблизно 1 мм (див. рис. 4.25).

Для більшої надійності ущільнення звичайно встановлюють не одне, а два-три кільця (рис. 4.26).

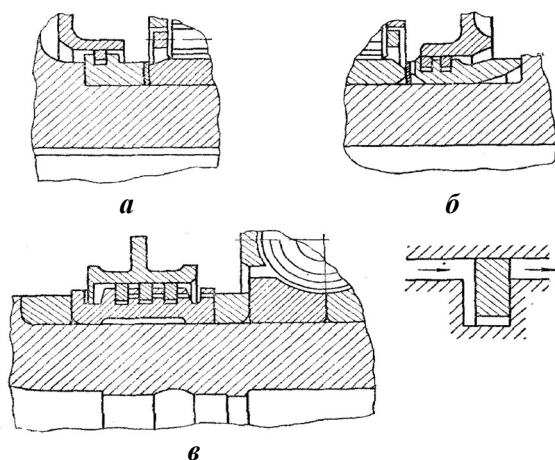


Рис. 4.26. Конструкції кільцевих ущільнень [17, с. 403]:
 а – з одним кільцем; б – із двома кільцями; в – із трьома кільцями

Незважаючи на складність виготовлення кілець, особливо великих діаметрів, ускладненість монтажу і демонтажу, а також небезпеку коксування масла при високих температурах, кільцеві ущільнення знаходять чимале застосування в газотурбінних агрегатах, особливо двовальної схеми. Вони задовільно працюють до колових швидкостей 60...80 м/с і навіть більше.

У сучасних газотурбінних агрегатах знаходять застосування різні за конструкцією **графітові контактні ущільнення**. Дані ущільнення відрізняються великою надійністю і помірним зносом при достатньо високих навантаженнях. Принцип дії цих ущільнень багато в чому подібний до роботи раніше розглянутих кільцевих ущільнень.

Як матеріал графіт відрізняється низькою вартістю, хорошими змащувальними властивостями (ефект самозмащення при терті), високою корозійною стійкістю, низьким коефіцієнтом термічного розширення, хорошою теплопровідністю. До його недоліків належать висока крихкість (у тому числі швидкий вихід з ладу при ударних і вібраційних навантаженнях), невелика зносостійкість, малий допустимий питомий тиск.

Ущільнення в таких конструкціях може здійснюватися з радіальної сторони, з торцевої сторони та одночасно з двох цих сторін.

На рис. 4.27,*а* наведений приклад конструкції радіального секційного графітового контактного ущільнення. Графітові сегменти 3 обтискають поверхню вала 1 за допомогою пружини спірального типу 4, а пружинами 7 притискаються до торця нерухомого корпусу 2. Від прокручування графітові сегменти утримуються стопорами 8.

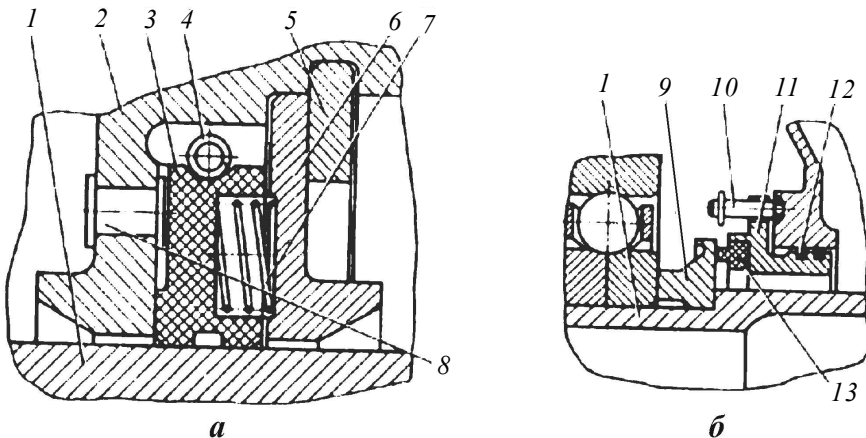


Рис. 4.27. Графітові контактні ущільнення [11, с. 1202]:

- а* – радіальне секційне ущільнення; *б* – торцеве контактне ущільнення;
 1 – вал ротора; 2 – корпус ущільнення; 3 – графітові сегменти; 4 – спіральна пружина;
 5 – сталевая шайба; 6 – розтискне кільце; 7 – осьова пружина; 8 – стопор;
 9 – ущільнювальна втулка; 10 – напрямні штифти; 11 – притискна втулка;
 12 – ущільнювальні кільця; 13 – графітове кільце

Геометричні розміри, форма і число елементів ущільнення широко варіюються. Так, ущільнення може бути виконано однорядним (як показано на рисунку) або дворядним з перекриттям стиків між рядами шляхом розташування їх у шаховому порядку. Число сегментів в одному ряду рекомендується від чотирьох до шести; перепад тисків, який діє на ущільнення, – не більше 0,25 МПа.

На рис. 4.27,б показане торцеве контактне ущільнення. Кільце ущільнювача 13, приклеєне до сталеві втулки 11, переміщується під дією осьових пружин по напрямних штифтах 10, створюючи контакт з торцем обертової сталеві втулки 9 на валу ротора 1. Питомий тиск у контакті повинен перевищувати перепад тисків повітря при роботі ГТА. Ущільнення втулки 11 у кришці опори здійснюється гумовими манжетами 12.

Для надійної роботи такого ущільнення необхідна висока точність виготовлення деталей і відсутність перекосу торців у контакті; втулка 9 повинна охолоджуватися струменем масла (від 2,5 до 4,5 л/хв). Відносні осьові переміщення в ущільненні обмежені. Допускаються значні перепади тисків повітря – до 0,4 МПа (при температурі 473 К і коловій швидкості до 75 м/с).

На рис. 4.28 показане радіально-торцеве контактне ущільнення, яке складається з розрізного графітового кільця 4, сталеві втулки і п'яти 3. Кільце 4 при роботі підтискається повітрям своїм лівим торцем до обертової п'яти 3, а по циліндричній поверхні силами пружності притискається до сталеві втулки. П'ята 3 охолоджується маслом, яке знаходиться в масляній порожнині.

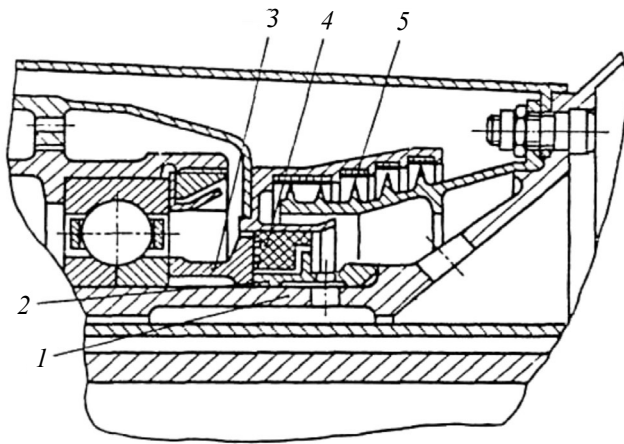


Рис. 4.28. Ущільнення опори компресора [26, с. 83]:

1 – вал ротора; 2 – сталеве кільце; 3 – сталеве кільце-п'ята;
4 – графітове ущільнювальне кільце; 5 – повітряне лабіринтове ущільнення

Різні елементи графітових контактних ущільнень показані на рис. 4.29 та 4.30.

Принцип дії **радіально-торцевих безконтактних ущільнень** аналогічний принципу дії сухих газодинамічних ущільнень, розглянутих раніше у розд. 4.2.



Рис. 4.29. Елементи графітового контактного ущільнення



Рис. 4.30. Дворядне графітове контактне ущільнення (вигляд за розрізами кілець)

Дане ущільнення (рис. 4.31, *а*) складається з тих же деталей, що і радіально-торцеве графітове контактне ущільнення (див. рис. 4.27), однак на торцевій поверхні п'яти виконані кілька десятків підйомних площадок глибиною 10...15 мкм, що називаються **карманами Релея**, форма яких показана на рис. 4.31, *б*.

Завдяки підйомним площадкам Релея між торцями обертової п'яти 6 і нерухомого кільця 2 при обертанні виникає підвищений в'язкісний газодинамічний тиск (повітряна подушка), в результаті чого кільце 2 відходить від п'яти 6 і ущільнення переходить на режим повітряного (газового) змащення з товщиною газової плівки в кілька мікрон. Наслідком цього є практично повне усунення зносу торцевих поверхонь ущільнення і тим самим збільшення його ресурсу. Вторинне ущільнення забезпечується розрізним графітовим кільцем 3.

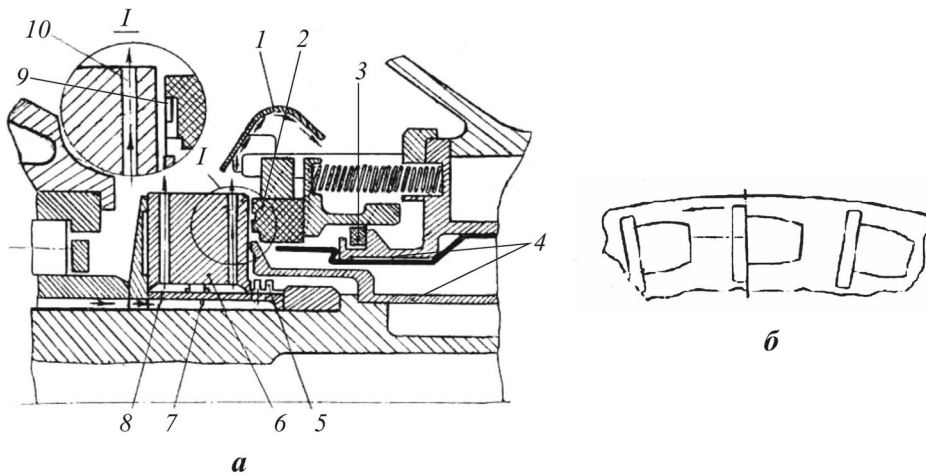


Рис. 4.31. Радіально-торцеве безконтактне ущільнення опори компресора ГТА (а) та його підйомні площадки (б) [11, с. 1195]:

1 – дефлектор; 2 – статорне графітове кільце; 3 – розрізне графітове кільце; 4 – теплоізолюючі екрани; 5 – пружні елементи; 6 – обертове кільце (п'ята); 7 – проточка втулки; 8 – втулка; 9 – кармани Релея; 10 – канали прокачування масла

Для зменшення впливу високої температури повітря на деформацію деталей в ущільненні можуть використовуватися теплоізолюючі екрани 4. З цією ж метою обертова п'ята б виготовляється зі сплаву, який містить 97 % молібдену, 1,5 % титану і 1,5 % цирконію. Таке поєднання матеріалів має велику теплопровідність і малий коефіцієнт теплового розширення.

Дослідження [11, с. 1194], проведені для вала діаметром 168 мм, показують, що ущільнення з карманами Релея забезпечує герметизацію зазору в 2,5 разу краще, ніж радіально-торцеве контактне ущільнення, і в 6,5 разу краще, ніж звичайне п'ятигребінцеве лабіринтове ущільнення.

Освоєними параметрами для радіально-торцевих ущільнень є: температура до 600...700 К, перепад тисків 0,3...0,5 МПа, колова швидкість до 100 м/с.

Як матеріал для ущільнювальних кілець використовують вуглеграфіт Нигран-В (для температур газу до 573 К), пресований графіт АГ-1500 і піролітичний графіт (пірографіт) ПГИ (для температур 623...673 К) [11, с. 1202].

Підприємство ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" використовує радіально-торцеві безконтактні ущільнення в своїх двигунах з початку 90-х років ХХ ст. Як наголошується в [29, с. 48], заміна лабіринтових ущільнень на радіально-торцеві дозволяє знизити надходження повітря в масляні порожнини в 10...15 разів. Завдяки цьому значно скорочується витрата масла за рахунок зменшення безповоротних його втрат у системі суфлювання. Істотним недоліком таких ущільнень є те, що для забезпечення ресурсу біля 25000 год (це відповідає ресурсу двигуна до капітального ремонту) в діапазоні робочих режимів перепад тисків на ущільненні не повинен перевищувати 0,10...0,13 МПа.

Приклади використання радіально-торцевих ущільнень підприємством ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" наведені на рис. 4.32 та 4.33.

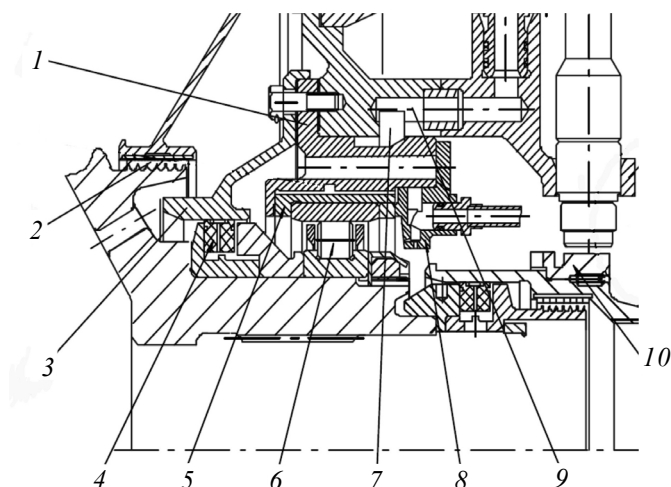


Рис. 4.32. Задня опора компресора низького тиску двигуна UGT 25000 [28, с. 42]:

- 1 – корпус задньої опори КНТ; 2 – лабіринтова кришка; 3 – кришка;
4 – ущільнювальне графітове кільце; 5 – втулка; 6 – роликовий підшипник;
7 – канал кільцевої роздачі масла; 8 – маслопідвідне кільце;
9 – масляний канал; 10 – шестірня-індуктор

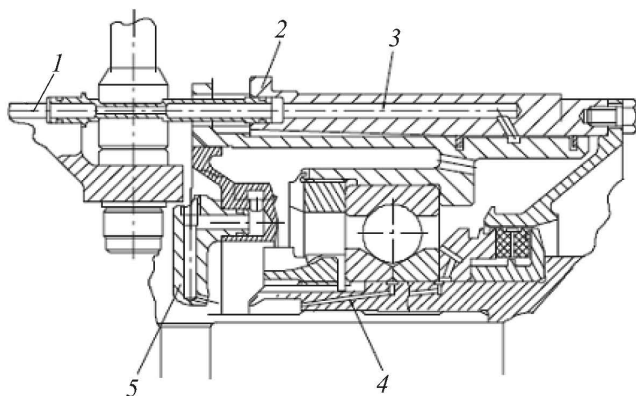


Рис. 4.33. Передня опора компресора високого тиску двигуна UGT 25000 [28, с. 43]:

- 1 – масляний канал; 2 – обмежувальна кришка;
3, 4 – канали підведення масла; 5 – масляна форсунка

Безконтактні **різбові ущільнення** (рис. 4.34) мають вигляд нарізаної на валу або в корпусі стрічкової спіралі (різьби). Відповідно корпус або вал виконують гладким циліндричним, а радіальний зазор в ущільненні – невеликим (0,2...0,4 мм).

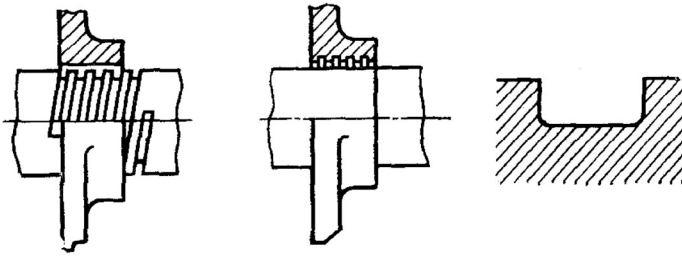


Рис. 4.34. Різьбове ущільнення [27, с. 494]

Принцип роботи ущільнення полягає у тому, що до будь-якої частки рідини (масла) буде прикладена сила тертя $P_{тр}$, яка виникає між ущільнюваною рідиною і корпусом (рис. 4.35). Напрямки різьби та обертання вала повинні бути узгоджені так, щоб складова P_a сили тертя, яка діє уздовж канавки, була спрямована в бік ущільнюваної масляної порожнини. Тиск p_2 у повітряній порожнині має бути на 0,05...0,07 МПа більший від тиску p_1 , щоб створювався певний підпір, але витoki повітря через зазор були мінімальними.

Спіральну різьбу на валу або в корпусі рекомендується виконувати багатозахідною (до трьох-чотирьох заходів) прямокутного, а іноді трикутного профілю.

Різьбове ущільнення може застосовуватися в комбінації з лабіринтовим, яке забезпечує необхідний перепад тисків на різьбовому ущільненні.

Контактні **манжетні ущільнення** працюють задовільно при колових швидкостях, які не перевищують 25...30 м/с. Манжетні ущільнення широко використовуються в приводах допоміжних агрегатів, а також для ущільнень торців вихідного вала редуктора і деталей, які здійснюють зворотно-поступальні рухи.

Манжети виготовляються зі спеціальних сортів гуми, шкіри і пружних пластмас. Манжета встановлюється на вал з попереднім натягом і в більшості випадків додатково притискається до вала за допомогою спіральної пружини.

Питомий тиск на поверхні контакту повинен бути рівним різниці тисків по обидві сторони манжети або більшим від неї. При виконанні цієї умови забезпечується добре ущільнення, але тепло, яке виділяється від тертя під час роботи, може призвести до виходу манжети з ладу.

Невисока швидкість обертання, значне тертя і малий термін служби обмежують застосування манжетних ущільнень у ГТА.

На рис. 4.36 показаний один з можливих варіантів виконання манжетного ущільнення [27, с. 492]. Шкіряна або гумова манжета 1 прикріплена

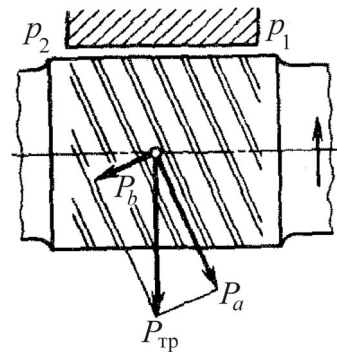


Рис. 4.35. Масляне безконтактне різьбове ущільнення [15, с. 342]

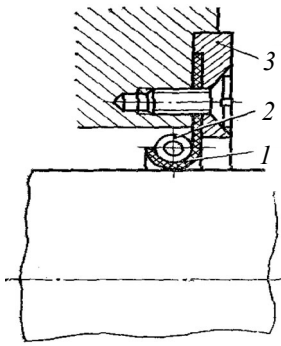


Рис. 4.36. Манжетне ущільнення:

1 – манжета; 2 – спіральна пружина; 3 – пластина

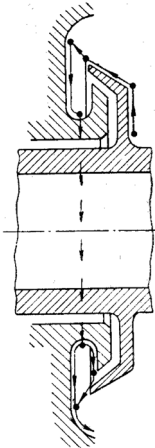


Рис. 4.37. Принцип дії масловідбивного кільця

до корпусу пластиною 3 і гвинтами. На відбортовку манжети, яка обтискає обертовий вал, надіта спіральна пружина 2, спаяна в кільце. Шкіра, з якої виконують манжету, повинна бути спеціально оброблена, а гума має бути маслостійкою. Пружність пружини підбирають дослідним шляхом, щоб задовольнити дві суперечливі вимоги: сила пружини повинна бути настільки велика, щоб не пропускати масло, і в той же час вона повинна бути настільки мала, щоб тепло, яке утворюється від тертя, не пошкодило манжету.

Принцип використання відцентрових сил для затримання масла знаходить широке застосування в ущільненнях з масловідбивними кільцями (рис. 4.37).

Масло, яке потрапило на відбивне кільце, під дією відцентрових сил і сил в'язкості переміщується по поверхні кільця до його кромки, скидається на корпус і стікає до місця зливу. Щоб виключити попадання масла в зазор, доцільно на циліндричній частині корпусу робити кільцевий виступ.

Такі ущільнення не забезпечують герметичності і використовуються головним чином як допоміжні – для зменшення кількості масла, яке надходить до ущільнень інших типів. На рис. 4.38–4.40 показані приклади комбінованих ущільнень з використанням масловідбивних кілець.

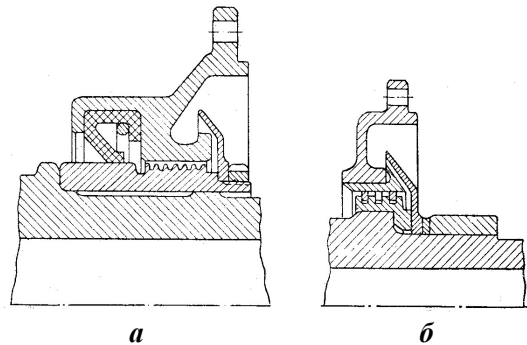


Рис. 4.38. Комбіновані ущільнення [17, с. 406]:

a – з манжетою, різьбою і масловідбивним кільцем;
б – з контактними кільцями і масловідбивним кільцем

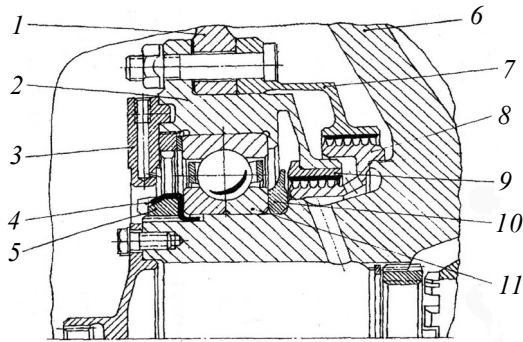


Рис. 4.39. Передня опора ротора компресора низького тиску двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" [22, с. 17]:

1 – внутрішня стінка переднього корпусу; 2 – корпус передньої опори; 3 – масляний колектор; 4 – замок; 5 – затискна гайка; 6 – передня цапфа; 7 – кришка; 8 – лабіринтова втулка; 9 – втулка; 10 – масловідбивне кільце; 11 – підшипник

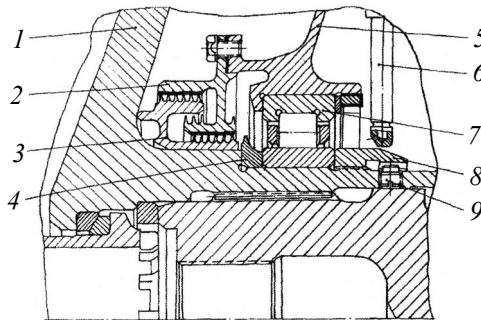


Рис. 4.40. Задня опора ротора компресора низького тиску двигуна Д050 [22, с. 17]:

1 – задня цапфа; 2 – кришка задньої опори; 3 – лабіринтова втулка; 4 – масловідбивне кільце; 5 – стінка задньої опори; 6 – колектор підведення масла; 7 – роликовий підшипник; 8 – затискна гайка; 9 – штифт

Контрольні питання і завдання

1. Поясніть характер зміни радіальних зазорів між корпусом і торцями робочих лопаток газових турбін на різних режимах роботи.
2. Поясніть необхідність ущільнення монтажних радіальних та осевих зазорів у газотурбінних агрегатах.
3. Як здійснюється ущільнення периферійних радіальних зазорів у газотурбінних агрегатах?
4. Охарактеризуйте основні типи ущільнень повітряно-газових порожнин газотурбінних агрегатів.
5. Поясніть будову та принцип дії лабіринтового ущільнення.
6. Поясніть будову та принцип дії щіткового ущільнення.
7. Поясніть будову та принцип дії сухих газодинамічних ущільнень.
8. Охарактеризуйте основні типи ущільнень масляних порожнин.

5. КОРПУСИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

5.1. Вхідні пристрої

Вхідний пристрій (вхідний патрубок) призначений для плавного і рівномірного по колу підведення атмосферного повітря в компресор. Колова нерівномірність поля швидкостей на вході може призвести до появи вібрації робочих лопаток перших ступенів та їх можливої поломки.

Найбільш сприятливим є застосування **осьового входу** в компресор. У цьому випадку колову симетрію входу можуть порушити тільки радіальні стояки, які з'єднують зовнішній корпус із корпусом підшипника. Однак при достатньому віддаленні стояків від лопаток першого ступеня і при відповідному їх профілі вплив стояків на поле швидкостей може бути зведений до мінімуму.

На рис. 5.1 показаний осьовий вхідний пристрій суднового газотурбінного двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект". Він складається із зовнішнього і внутрішнього обтічників. Кільцевий канал між ними служить початком проточної частини двигуна.

Зовнішній обтічник 1 виконаний зварним і складається з фланців 8, 10 та стінок 2, 9. За допомогою фланця 10 обтічник кріпиться до переднього корпусу. На фланці 8 є отвори для приєднання до вхідної шахти.

Внутрішній обтічник 4 також виконаний зварним, складається з фланців 3 і 6 та стінки 5. За допомогою фланця 3 він кріпиться до переднього корпусу. Фланець 6 має отвір для монтажу обтічника, який закритий кришкою обтічника 7.

На рис. 5.2 та 5.3 показані газотурбінні двигуни з вхідними пристроями осьового типу.

Вхідні пристрої осьового типу широко застосовуються в авіаційних газотурбінних двигунах і двигунах, конвертованих з авіаційних.

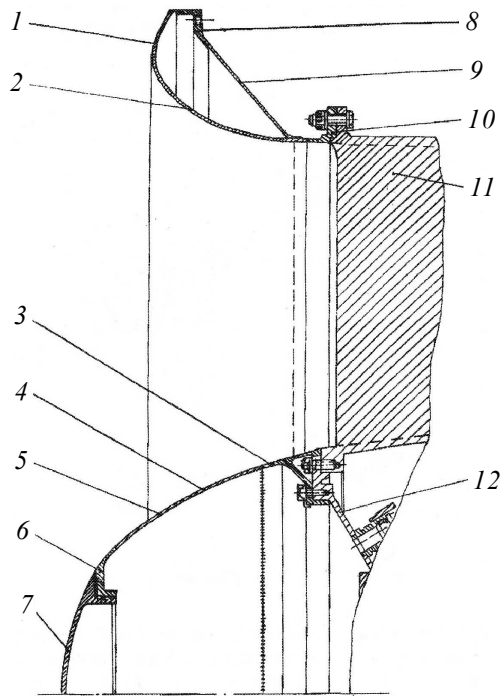


Рис. 5.1. Вхідний пристрій двигуна Д050 [22, с. 9]:

1 – зовнішній обтічник; 2, 5, 9, 12 – стінки; 3, 6, 8, 10 – фланці;
4 – внутрішній обтічник; 7 – кришка обтічника; 11 – передній корпус

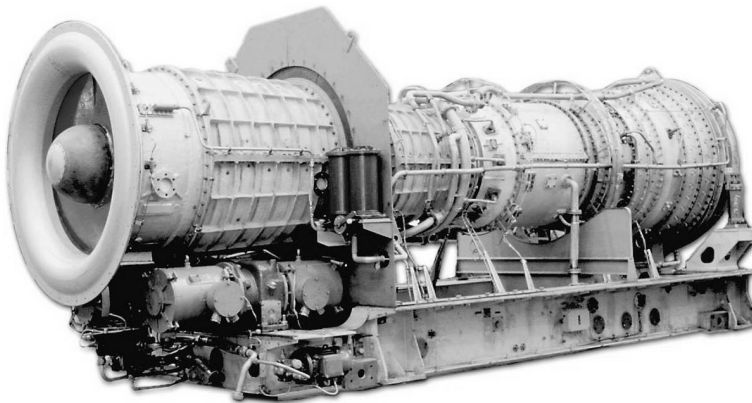


Рис. 5.2. Двигун UGT 16000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект"
з осьовим входом повітря

Осьовий вхід у компресор передбачає всмоктування повітря найчастіше з приміщення, відокремленого від машинного відсіку перегородкою. Приклад такої конструкції показаний на рис. 5.4.

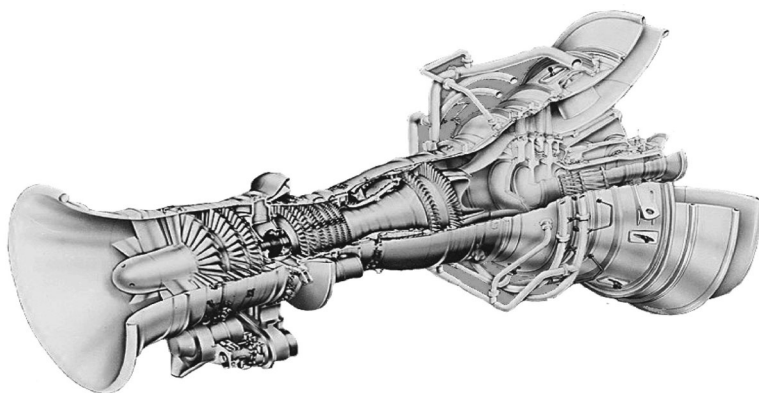


Рис. 5.3. Двигун LM1600 компанії "General Electric Co." з осьовим входом повітря [24, с. 228]

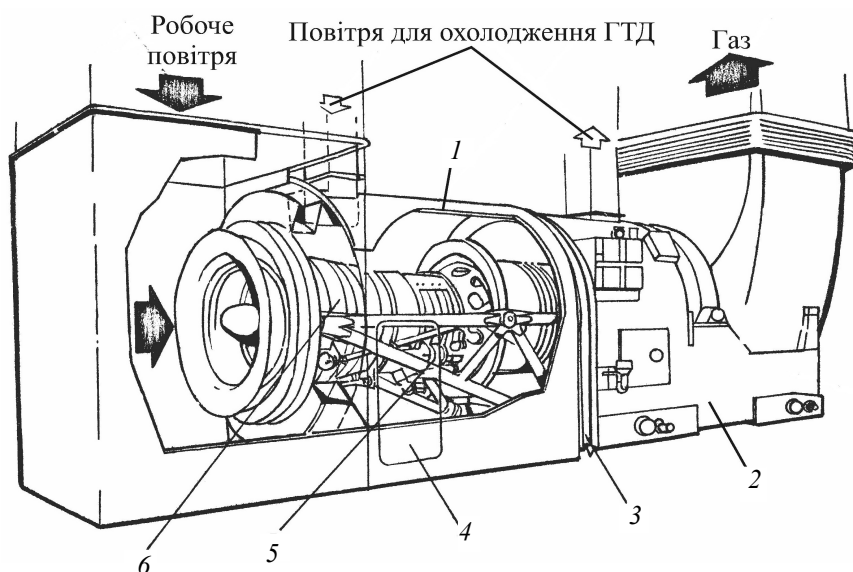


Рис. 5.4. Розміщення двигуна "Olympus TM3B" компанії "Rolls-Royce plc" в теплозвукоізолюючому контейнері:

- 1 – теплозвукоізолюючий контейнер газогенератора; 2 – рама силової турбіни;
3 – гнучка проставка між контейнерами силової турбіни і газогенератора;
4 – люк для огляду; 5 – рама газогенератора, консольно поєднана з рамою силової турбіни; 6 – двигун

При очевидних перевагах осьового підведення повітря в компресор застосування його в стаціонарних і транспортних газотурбінних агрегатах є обмеженим, оскільки при осьовому підведенні необхідно передбачати окреме приміщення (відсік) для забору повітря, виключена можливість розташування привідного механізму з боку компресора, ускладнені доступ

до передньої опори компресора і його розбирання, тому що вхідні пристрої подібного типу часто виконуються без горизонтальних роз'ємів.

Деякого поширення в газотурбінних агрегатах набуло **кільцеве підведення** повітря в компресор. Потік повітря надходить у вхідний пристрій кільцевого типу в радіальному напрямку від периферії до центру, а потім усередині нього повертає в осьовому напрямку до входу в компресор (рис. 5.5,*а-в* та 5.6).

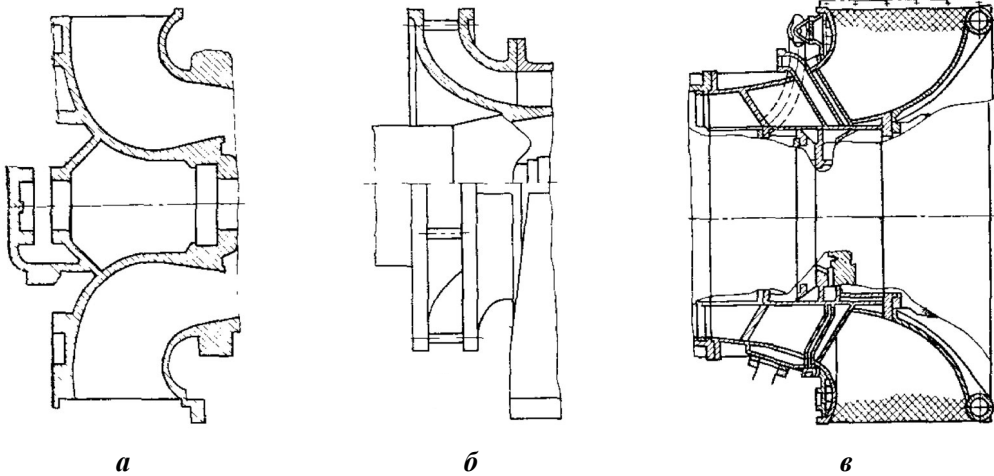


Рис. 5.5. Вхідні пристрої кільцевого типу [33, с. 166]

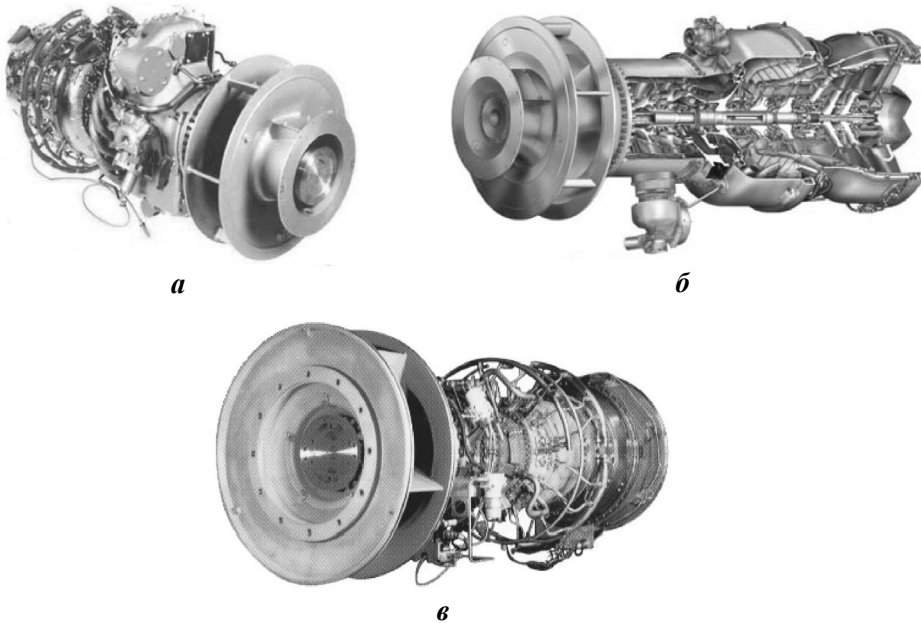


Рис. 5.6. Зовнішній вигляд двигунів з кільцевим підведенням повітря:

а – ST18A; *б* – ST40 (обидва "Pratt & Whitney Canada Corp.");

в – 601-K9 "Rolls-Royce plc"

Подібна конструкція звичайно передбачає всмоктування повітря безпосередньо з приміщення (або зі спеціального відсіку), тому вона може бути використана або для установок малої потужності, або для стаціонарних і транспортних установок великої потужності, що розміщуються в окремих боксах, доступ до яких під час роботи ГТА виключений.

Перевагами вхідних пристроїв кільцевого типу є свобода компоновання допоміжних механізмів і доступ до передньої опори компресора. Елементи, які з'єднують корпус опори з зовнішнім корпусом компресора, можуть бути виконані більш жорсткими і міцними, ніж порожнисті радіальні стояки в компресорі з осьовим входом. Крім того, ці елементи можуть бути віднесені на значно більшу відстань від лопаток компресора.

Широке застосування у складі газотурбінних агрегатів знайшли **вхідні пристрої з одностороннім радіальним підведенням**. Повітря до таких пристроїв звичайно надходить по повітропроводах прямокутного або круглого перерізу з повітрязабірних шахт або окремого приміщення, де відбувається його фільтрація і глушіння шуму всмоктування. Проте не виключене також підведення безпосередньо з машинного залу.

У вхідних пристроях радіального типу можна розрізнити дві зони: в першій здійснюється поворот і рівномірний розподіл потоку до кільцевого перерізу перед конфузorzом; у другій зоні в конфузorzі відбувається прискорення потоку перед лопатками компресора.

Зображені на рис. 5.7, *а, б* коліноподібні вхідні пристрої відрізняються тим, що обидві їх зони мають плавний перехід. Отже, аеродинамічні втрати тиску в них будуть мінімальними, а рівномірність підведення повітря по колу максимальною для пристроїв радіального типу.

Однак таким вхідним пристроям властиві відносно великі осьові розміри, що ускладнює кріплення передньої опори компресора і доступ до неї. Виконують їх головним чином литими для створення необхідної плавної конфігурації. Зв'язок обох контурів вхідних пристроїв здійснюється за допомогою радіальних ребер. У конструкціях деяких пристроїв литою є тільки конфузorzна частина, а все інше виготовляють з тонкостінної листової сталі. Так, зображений на рис. 5.7, *б* вхідний пристрій легкого суднового ГТА для зменшення маси виконаний зварним з тонкої листової сталі. Оскільки жорсткість пристрою недостатня для сприйняття навантаження від ротора, в його нижній частині виконаний отвір, усередині якого розміщені передня опора і привід допоміжних механізмів.

Приклад конструкції двигуна з коліноподібним вхідним пристроєм зображений на рис. 5.8.

Складність кріплення передньої опори і доступу до неї призвела до того, що ці вхідні пристрої не набули значного поширення, незважаючи на найбільш сприятливі з точки зору аеродинаміки форми.

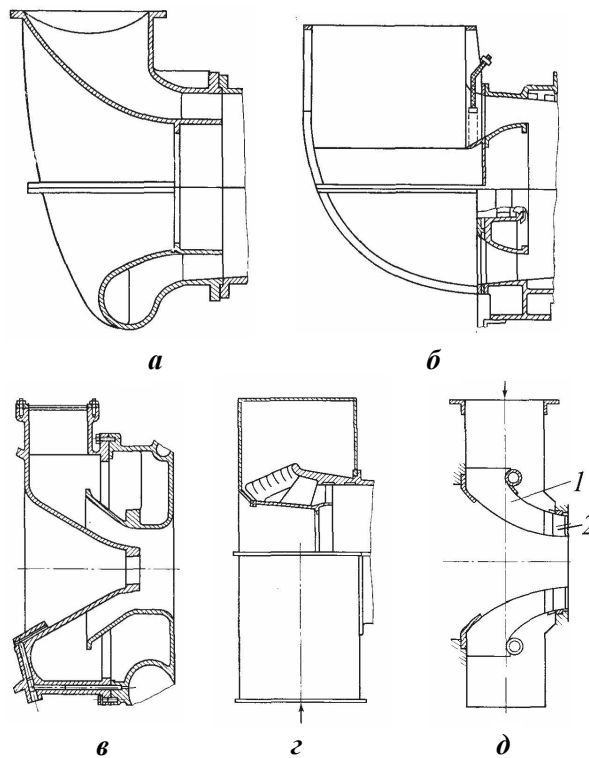


Рис. 5.7. Вхідні пристрої радіального типу [33, с. 169]:

1 – радіальні ребра; 2 – радіальні лопатки

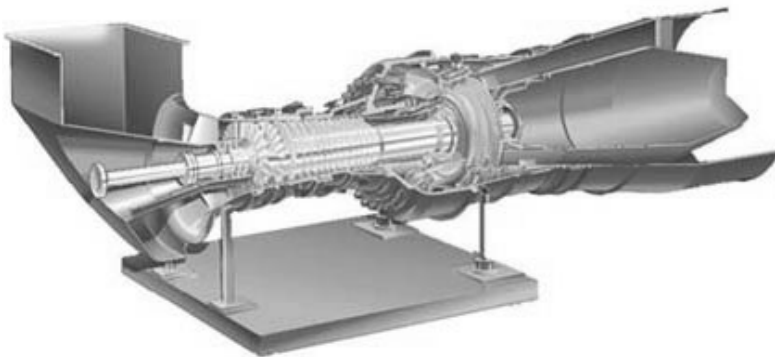


Рис. 5.8. Двигун SGT-800 компанії "Siemens AG"

Переважного поширення у всіх галузях стаціонарного та транспортного газотурбобудування набули **завиткові вхідні пристрої**, які частково охоплюють корпус компресора (див. рис. 5.7, *в, г, д*). Ці пристрої характерні тим, що завдяки значному вільному простору над корпусом компресора досягається рівномірне підведення повітря до кільцевого перерізу конфузора при відносно невеликих втратах тиску. Унаслідок цього скорочується довжина вхідного пристрою і звільняється доступ до передньої опори.

Оскільки завиткові входні пристрої застосовуються головним чином завдяки їх невеликому осьовому розміру, то конфузор у більшості випадків виконується криволінійним з мінімальним радіусом повороту. У деяких конструкціях передбачаються кільцеві напрямні ребра (див. рис. 5.7,2).

На рис. 5.9–5.11 показані газотурбінні агрегати із завитковими входними пристроями.

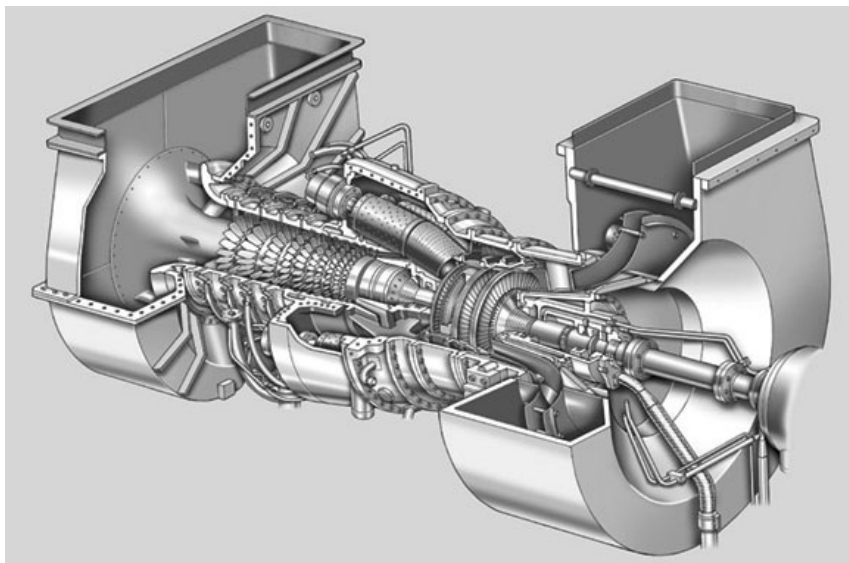


Рис. 5.9. Двигун SGT-100-2S компанії "Siemens AG"

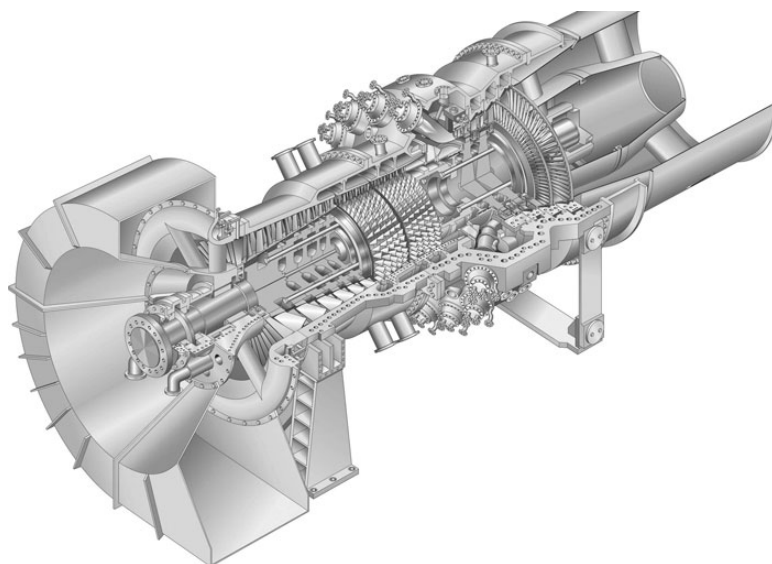


Рис. 5.10. Двигун SGT6-6000G компанії "Siemens AG"

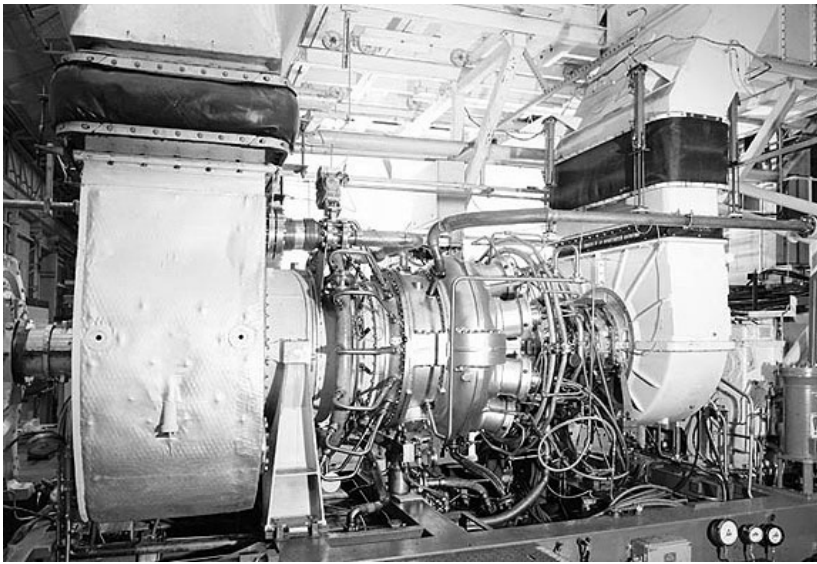


Рис. 5.11. Двигун SGT-200 компанії "Siemens AG"

5.2. Корпуси осьових компресорів

Корпус компресора є однією з основних деталей силової схеми газотурбінного двигуна. Він являє собою звичайно нерухому тонкостінну або товстостінну оболонку з ребрами, фланцями і патрубками. Тонкостінні корпуси характерні для компресорів авіаційних і деяких транспортних ГТА, товстостінні – головним чином для стаціонарних газотурбінних агрегатів.

Усередині корпусу на опорних підшипниках монтується ротор і кріпляться напрямні апарати. Зовні на корпусі встановлюються коробки приводів, вузли кріплення двигуна до рами та інші силові елементи конструкції. На корпус компресора діють вага та інерція ротора, надлишковий тиск робочого тіла на внутрішні поверхні, крутні моменти, які передаються від напрямних апаратів.

До корпусів компресорів ставляться такі **основні вимоги**:

достатня міцність і жорсткість при малій вазі (щоб протистояти внутрішньому тиску робочого тіла і забезпечити фіксовані радіальні та осьові зазори в проточній частині);

зручність монтажу ротора і напрямних апаратів;

простота виготовлення;

герметичність.

Корпус компресора найчастіше складається з трьох частин: переднього, середнього та заднього корпусів. Передній корпус іноді об'єднується з вхідним пристроєм. У двокаскадних компресорах між каскадами може бути встановлений проміжний корпус (корпус перехідника).

Конструктивні варіанти виконання корпусів компресорів досить різноманітні, оскільки рівень напружень у них незначний і для їх виконання прийнятні найрізноманітніші технологічні методи.

Усі частини корпусу компресора можуть бути виконані у вигляді єдиного цілого або окремо із з'єднанням по вертикальних поперечних роз'ємах.

На рис. 5.12 зображений корпус компресора, виготовлений литтям як одне ціле (ще і разом із входним і впускним пристроями). Виконання таких складних виливків та їх обробка пов'язані з технологічними труднощами, тому, як правило, корпуси компресорів виконують з декількох частин, які з'єднані по вертикальних поперечних роз'ємах за допомогою болтів (шпильок) або зварювання. Треба також урахувати, що при литті корпусу дуже важко виконати точно канали входного конфузора і вихідного дифузора відповідно на вході і виході з компресора. Оскільки внутрішня поверхня цих каналів стає недоступною для механічної обробки, подібна конструкція вимагає високої культури ливарного виробництва. Звичайно для зменшення втрат тиску в повітряному тракті криволінійні підвідні і відвідні канали прийнято піддавати механічній обробці як для досягнення точних геометричних розмірів, так і для отримання чистої та гладкої поверхні.

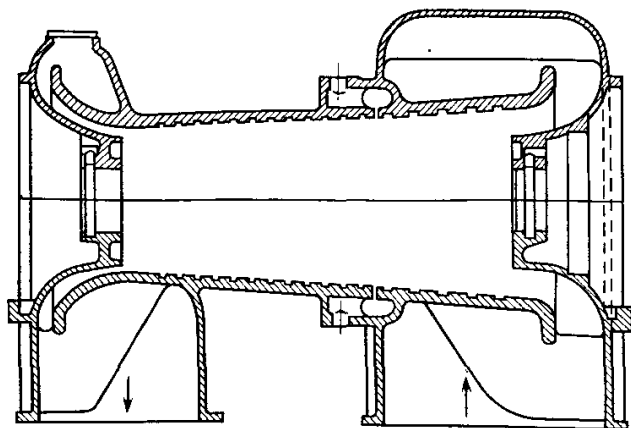


Рис. 5.12. Корпус компресора, вилитий як одне ціле

Передній корпус компресора являє собою виливок із сталі, магнієвого або алюмінієвого сплаву, в якому центральна частина (коробка) з'єднана за допомогою литих пустотілих стояків із зовнішнім кільцем.

У передньому корпусі звичайно розміщуються: передня опора компресора, входний напрямний апарат, система обігріву та різні комунікації. У ньому також розміщуються конічні шестерні центральної передачі і коробки приводів, для встановлення і центрування яких на корпусі є спеціальні фланці.

На рис. 5.13 показаний передній корпус компресора суднового двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект". У ньому розташовуються

передня опора ротора КНТ 4 і вхідний напрямний апарат 2. Зовнішня 1 і внутрішня 5 стінки переднього корпусу з'єднані між собою шістьма стояками.

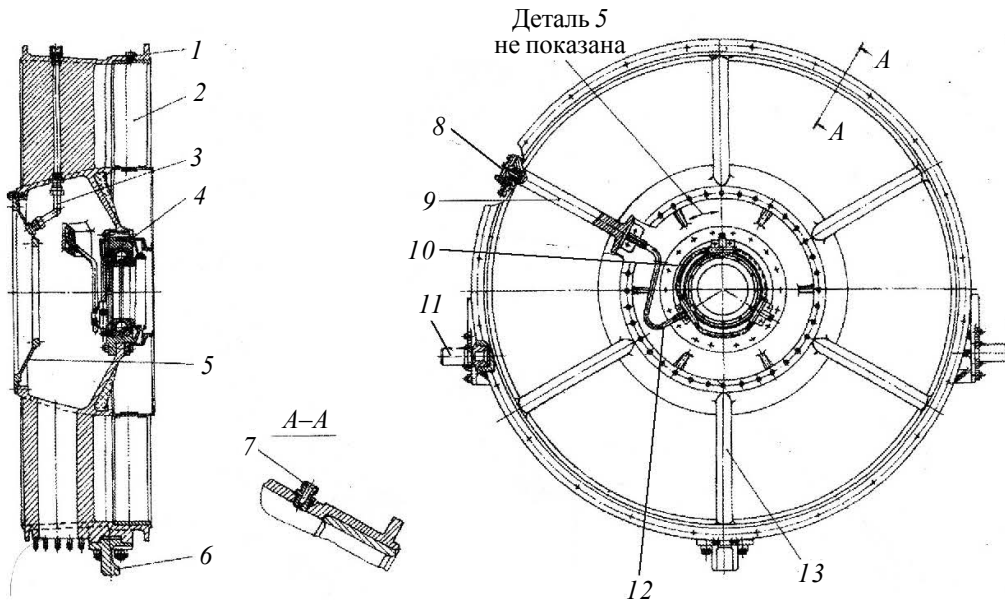


Рис. 5.13. Передній корпус компресора двигуна Д050 [22, с. 10]

На зовнішній стінці закріплені дві цапфи 11 для кріплення двигуна до рами, фіксатор 6 для поперечної фіксації двигуна, шість штуцерів 7, до яких приєднується колектор промивки проточної частини компресора, і два штуцери для вимірювання статичного тиску в компресорі.

Масло на змащення підшипника передньої опори ротора КНТ 4 підводиться через отвори в бічному похилому стояку 9, трубку 12 і колектор 10. На вході масла в стояк установлений фільтр 8. Через нижній порожнистий стояк 13 відбувається злив масла з масляної порожнини опори.

Вхідний напрямний апарат 2 складається з внутрішнього та зовнішнього кілець і лопаток. Зовнішнім кільцем він закріплений в передньому корпусі за допомогою гвинтів.

Труба 3 призначена для виведення проводів від датчика тахометра.

Передні корпуси можуть бути конструктивно спрощені при використанні надзвукового ступеня у ролі першого ступеня компресора. У цьому випадку приводи до агрегатів розміщують не в передньому, а в задньому корпусі компресора. Передні корпуси при цьому можна виготовляти з листової сталі у вигляді тонкого зовнішнього кільця-оболонки і малої за діаметром внутрішньої коробки або корпусу для розміщення підшипника передньої опори. Кільце з'єднується з коробкою тонкими стояками за допомогою

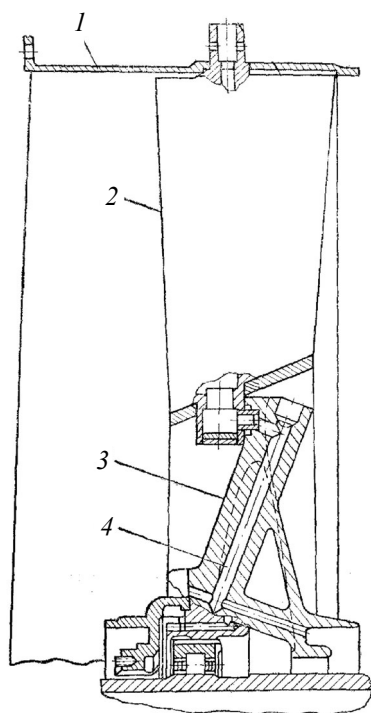


Рис. 5.14. Силовий зв'язок через лопатки напрямного апарата 1-го ступеня [17, с. 132]:

- 1 – кільце-оболонка;
2 – лопатка напрямного апарата;
3 – корпус підшипника;
4 – канал для підведення масла

зварювання. Роль стояків можуть виконувати лопатки вхідного напрямного апарата (рис. 5.14).

Середній корпус компресора здійснює силовий зв'язок між переднім і заднім корпусами. Усередині цього корпусу кріпляться напрямні апарати. Стінки середнього корпусу спільно з ротором утворюють проточну частину компресора.

Середні корпуси осьових компресорів виконуються нероз'ємними і роз'ємними (рис. 5.15).

Нероз'ємні корпуси мають найменшу масу, рівномірну жорсткість по колу та є простими у виготовленні. Однак монтаж компресора і напрямних апаратів у нероз'ємному корпусі ускладнений і вимагає розбирання ротора. Утруднений також контроль зазорів та огляд лопаток компресора.

При малій товщині стінок корпус забезпечується поздовжніми і поперечними ребрами для збільшення жорсткості.

Найбільшого поширення набули **роз'ємні корпуси**. Рознімання корпусу може здійснюватися в одній або декількох поздовжніх і поперечних площинах.

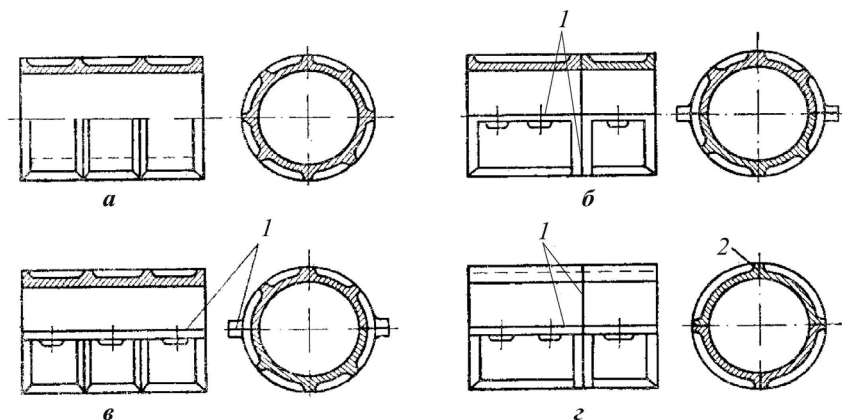


Рис. 5.15. Схема будови середніх корпусів компресорів [17, с. 133]:

- а** – нероз'ємний; **б** – з поздовжнім горизонтальним і поперечним роз'ємами;
в – з поздовжнім горизонтальним роз'ємом; **з** – з двома поздовжніми (вертикальним і горизонтальним) та одним поперечним роз'ємами;
1 – монтажний роз'єм; 2 – технологічний роз'єм

Наявність поздовжнього роз'єму полегшує збирання, оскільки при цьому напрямні апарати збираються в половиних корпусу і потім обидві половини в зібраному вигляді скріплюються болтами по фланцях (за так званим **монтажним роз'ємом**).

При великому діаметрі корпусу його половини для полегшення лиття виготовляються кожна з двох частин, які після обробки скріплюються по фланцях, утворюючи **технологічний роз'єм**, і далі монтуються як нероз'ємні частини.

Наявність поперечних роз'ємів покращує технологічність корпусу, полегшує вибір матеріалу для кожної його частини. Так, наприклад, якщо передня частина може бути виготовлена з алюмінієвих або навіть магнієвих сплавів, то задню частину, яка сприймає значні тиск і навантаження та зазнає впливу високих температур, найчастіше доцільно виготовляти зі сталі.

Таким чином, роз'ємні корпуси полегшують складання компресора, але збільшують його масу. Додаткові фланці збільшують обсяг і складність механічної обробки, зумовлюють необхідність фіксації і центрування частин, забезпечення герметичності з'єднань.

Взаємна фіксація половин роз'ємних корпусів звичайно забезпечується призонними болтами, а щільність стику досягається ретельною обробкою фланців і встановленням з'єднувальних болтів або шпильок з малим кроком.

При роторі дисково-барабанного типу із з'єднанням дисків за допомогою торцевих шліців корпус доцільно складати з окремих кілець (рис. 5.16). Це спрощує кріплення напрямних апаратів, підвищує технологічність корпусу і знижує його масу.

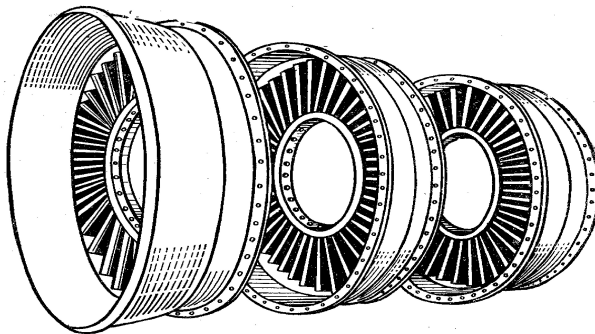


Рис. 5.16. Корпус компресора, який складається з окремих кілець [17, с. 134]

За способом виготовлення розрізняють середні корпуси литі та зварні.

Стінки литих корпусів для створення рівномірності виконують змінної товщини, яка коливається в межах 6...10 мм. Найменша товщина стінки обмежена ливарними властивостями матеріалу і товщиною поєднуваних у ній елементів (фланців, ребер, бобишок). Значна товщина виливка недоцільна внаслідок погіршення структури, що знижує границю міцності матеріалу.

В авіаційних і суднових двигунах знаходять застосування корпуси, виготовлені з титану. Хороша зварюваність цього матеріалу дозволяє з'єднувати обичайки з листового металу з фланцями та отримувати легку, міцну і жорстку конструкцію корпусу.

Сталеві корпуси виготовляються або з поковки механічною обробкою внутрішніх і зовнішніх поверхонь (рис. 5.17,*а*), або зварюванням з листової сталі товщиною 2...3 мм (див. рис. 5.17,*б*). До листів приварюються поздовжні і поперечні кільцеві фланці. З внутрішньої сторони корпусу для надання більшої жорсткості і встановлення зовнішніх бандажних кілець напрямних апаратів можуть приварюватися Т-подібні кільця 3. Після зварювання і наступної термообробки проводиться розточування фланців та інших кільцевих профілів. Потім корпус розрізається дисковою фрезою уздовж фланців. Тому при складанні для збереження форми корпусу в роз'ємі встановлюються прокладки 7 (див. рис. 5.17,*в*).

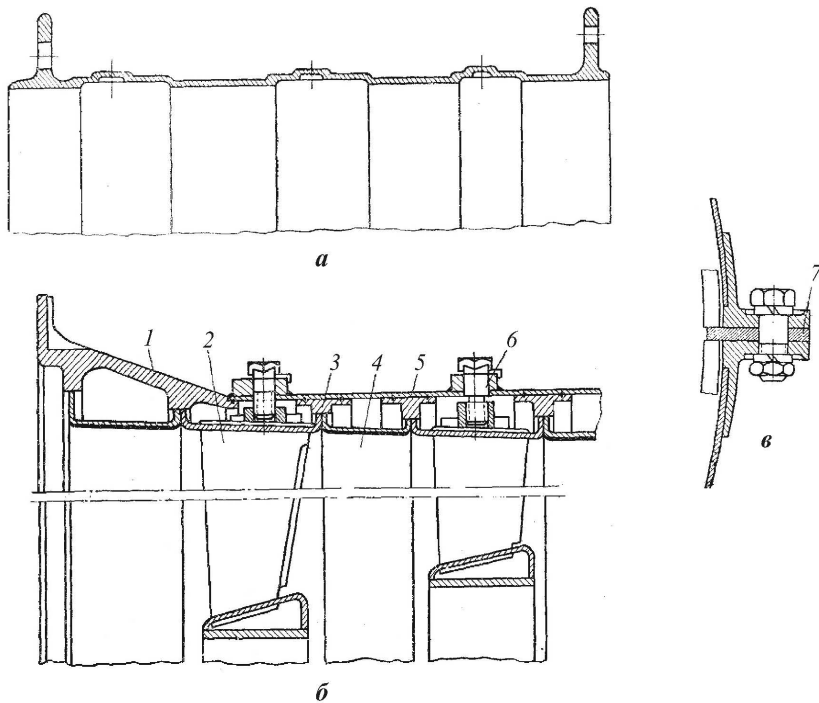


Рис. 5.17. Сталеві корпуси компресорів [17, с. 135]:

- а* – корпус, виготовлений механічною обробкою; *б* – зварний корпус;
в – з'єднання половин зварного корпусу; 1 – фланець; 2 – лопатка прямого апарату;
 3 – Т-подібне кільце; 4 – тракторне кільце; 5 – стінка корпусу;
 6 – гвинт кріплення прямого апарату; 7 – прокладка

У стінках корпусів виконують **вікна, які потрібні для перепуску частини повітря** в атмосферу (рис. 5.18). Вікна перепуску повинні розташовуватися рівномірно по колу, щоб не спричиняти сильного спотворення поля швидкостей і тисків перед робочими лопатками. В іншому випадку можливі явища вібрації лопаток та їх поломка.

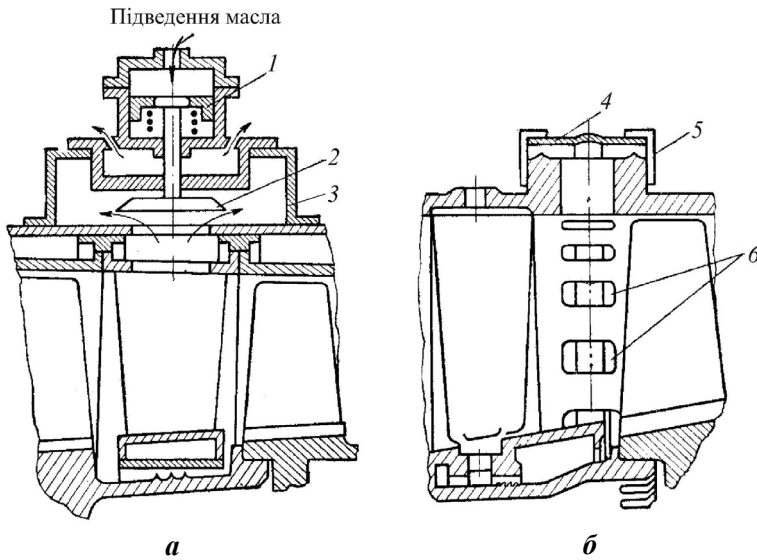


Рис. 5.18. Перепуск повітря з компресора в атмосферу [17, с. 136]:

1 – поршень; 2 – клапан; 3 – колектор; 4 – стрічка перепуску;
5 – обмежувач відкриття стрічки; 6 – вікна перепуску

Доцільно розміщувати вікна не над робочими лопатками, а за ними або в площині напрямного апарата. При розташуванні вікон перед робочими лопатками збільшують осьовий зазор між лопатками напрямного апарата і робочими лопатками.

Над вікнами до корпусу приварюється колектор (див. рис. 5.18,а), на виході з якого встановлюються протипомпажні клапани перепуску або дросельні заслінки. Вікна можуть також закриватися за допомогою сталевих стрічок, які охоплюють корпус (див. рис. 5.18,б).

У деяких конструкціях над робочими лопатками виконують оглядові вікна для їхнього контролю в процесі експлуатації.

На рис. 5.19 показаний середній корпус компресора низького тиску суднового двигуна Д050 підприємства ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект".

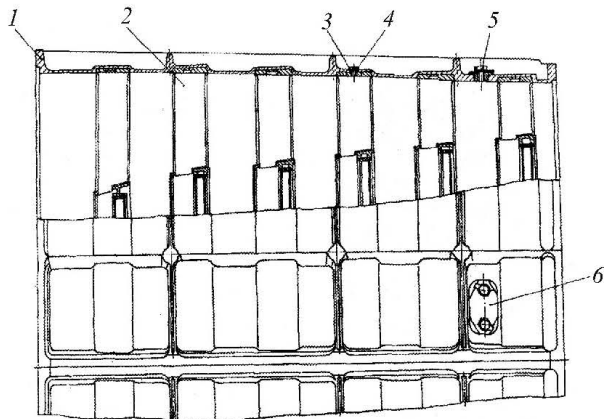


Рис. 5.19. Корпус компресора низького тиску двигуна Д050 [22, с. 12]:

1 – корпус; 2 – напрямний апарат; 3 – замок; 4 – гвинт;
5, 6 – заглушки

Корпус КНТ виконаний у вигляді порожнистого зрізаного конуса, посиленого ребрами жорсткості. Корпус роз'ємний по горизонтальній площині. Через три рівномірно розташованих отвори проводиться фіксація ротора при складанні і розбиранні двигуна. Отвори закриті заглушками 5. Заглушка 6 закриває вікно для огляду робочих лопаток останнього ступеня КНТ.

Усередині корпусу в шести циліндричних проточках установлені напрямні апарати 2, які кріпляться до корпусу гвинтами 4.

Приклад конструкції **проміжного корпусу** між компресорами низького і високого тисків (корпусу перехідника) зображений на рис. 5.20. До внутрішньої стінки перехідника кріпляться стінки 6 та 15, в які встановлені підшипники передньої опори ротора КВТ 9 і підшипники задньої опори ротора КНТ 11.

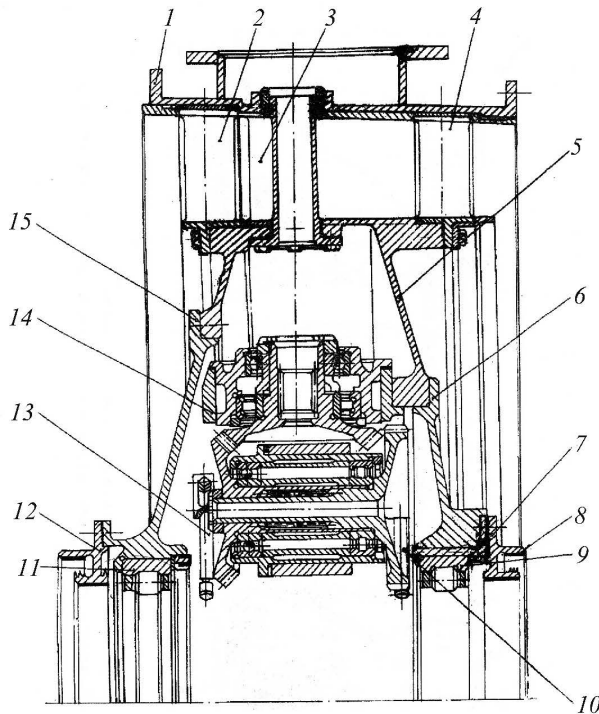


Рис. 5.20. Перехідник між компресорами двигуна Д050 [22, с. 20]:

- 1 – зовнішня стінка; 2 – напрямний апарат 7-го ступеня КНТ;
- 3 – спрямний апарат на виході з КНТ; 4 – вхідний напрямний апарат КВТ;
- 5 – внутрішня стінка; 6 – стінка передньої опори КВТ; 7, 12 – лабіринтові кришки;
- 8 – ущільнювальний шар; 9 – передня опора ротора КВТ; 10 – масляна форсунка передньої опори КВТ; 11 – задня опора ротора КНТ; 13 – масляний колектор задньої опори КНТ; 14 – центральний привід; 15 – стінка задньої опори КНТ

Силивий зв'язок між корпусами підшипників і зовнішнім корпусом перехідника здійснюється за допомогою напрямних лопаток 7-го ступеня КНТ 2 і лопаток вхідного напрямного апарата КВТ 4.

До внутрішньої стінки перехідника кріпиться також центральний привід 14 з колектором 13, який підводить масло до задньої опори КНТ.

Для ущільнення масляної порожнини перехідника служать кришки 7 та 12, шар 8 на поверхнях яких разом з гребінцями, виконаними на роторах КНТ і КВТ, утворює лабіринтові ущільнення.

На зовнішній стінці перехідника виконані (рис. 5.21):

верхня горизонтальна площадка 2 для кріплення верхньої коробки приводів;
нижня горизонтальна площадка 7 для кріплення нижньої коробки приводів;
чотири фланці 5 для відбору повітря з проточної частини на судові потреби;
чотири штуцери 6 для виміру параметрів повітря в проточній частині;
шість штуцерів 4 для промивки проточної частини.

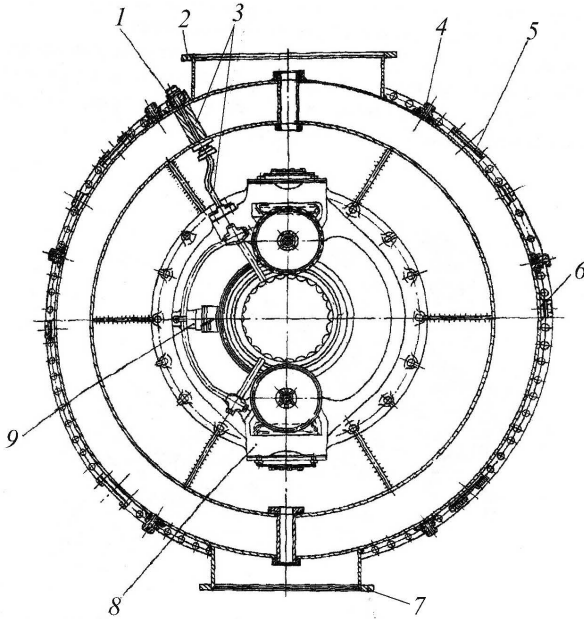


Рис. 5.21. Поперечний переріз перехідника між компресорами двигуна Д050 [22, с. 21]:

1 – фільтр; 2 – верхня горизонтальна площадка; 3 – труби підведення масла;
4 – штуцер промивки; 5 – фланець відбору повітря; 6 – штуцер виміру параметрів повітря;
7 – нижня горизонтальна площадка; 8 – центральний привід; 9 – навантажувальний пристрій

Задній корпус компресора служить для силового зв'язку з корпусом камери згоряння і є однією з основних частин силової схеми двигуна.

Простір між заднім корпусом і ротором компресора часто використовується для організації розвантажувальної порожнини, яка дозволяє зменшити осьові навантаження на опори ротора. На рис. 5.22 показана розвантажувальна порожнина А, яка відокремлена від газового тракту лабіринтом. Задній корпус (див. рис. 5.22) сталевий, зварної конструкції, складається із зовнішнього силового кільця 1, внутрішнього кільця 3, лопаток прямого апарата останнього ступеня компресора 2, які здійснюють зв'язок між зовнішнім і внутрішнім силовими контурами, та підкоса 4. Останній утворює жорстку ферму для кріплення корпусу задньої опори компресора.

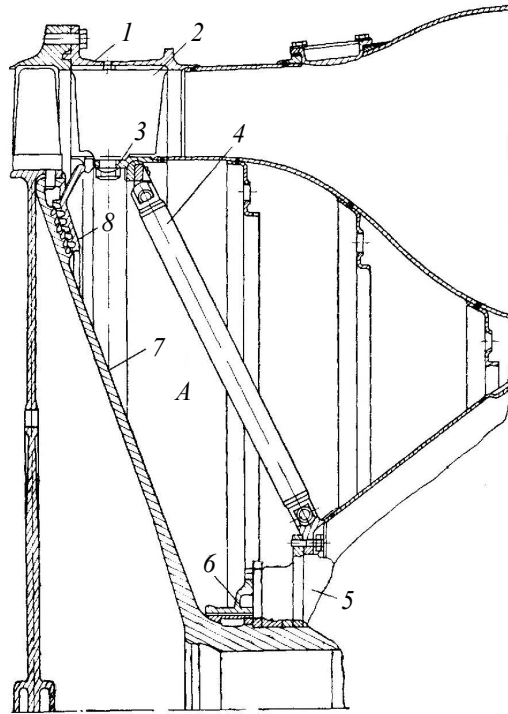


Рис. 5.22. Задній корпус компресора [17, с. 138]:

- 1 – зовнішнє силове кільце (бандаж); 2 – лопатка напрямного апарата;
 3 – внутрішнє силове кільце; 4 – підкіс; 5 – корпус підшипника;
 6 – лабіринтове ущільнення підшипника; 7 – задня цапфа компресора;
 8 – лабіринтове ущільнення розвантажувальної порожнини

Задній корпус значно ускладнюється при розташуванні в ньому приводів агрегатів, оскільки розміщення шестерень і валиків центральної передачі вимагає герметизації багатьох порожнин.

Проміжний і задній корпуси компресора, як правило, виготовляються литтям.

На рис. 5.23 показаний задній корпус компресора суднового двигуна Д050. Він являє собою кільцевий дифузор, за яким стиснене повітря, знижуючи швидкість, проходить від компресора високого тиску в камеру згоряння. Складається із зовнішньої 4 та внутрішньої 8 стінок і кожуха 5, зв'язаних між собою спрямним апаратом 2.

Зовнішня стінка дифузора є силовим зв'язком між корпусами компресора і камери згоряння. Дві цапфи 6 на зовнішній стінці (рис. 5.24) призначені для кріплення двигуна до рами, фіксатор 5 – для поперечної фіксації двигуна.

Спрямний апарат 2 на виході (див. рис. 5.23) є силовим. Кожна його лопатка кріпиться болтами до стінки 8, а своєю полицею входить у паз зовнішнього кільця, яке з натягом посаджене в розточку зовнішньої стінки 4.

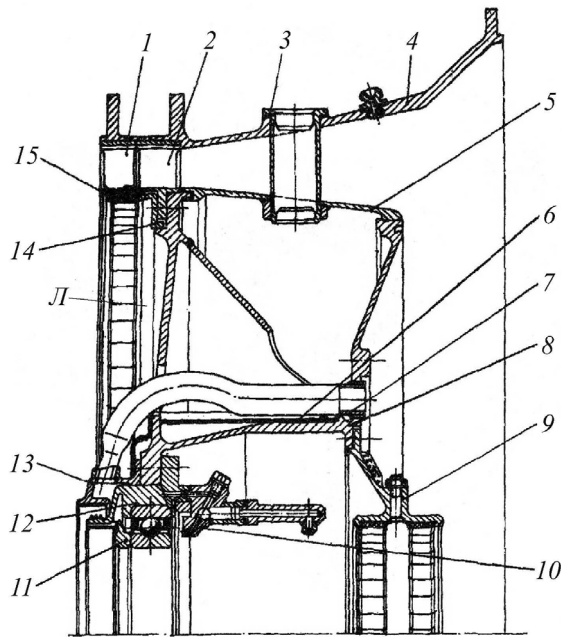


Рис. 5.23. Задній корпус компресора двигуна Д050 [22, с. 27]:

1 – напрямний апарат 7-го ступеня КВТ; 2 – спрямний апарат на виході з КВТ;
3, 7 – труби стравлювання; 4, 8 – зовнішня і внутрішня стінки дифузора; 5 – кожух;
6 – теплоізолюючий кожух; 9 – кришка лабіринту; 10 – колектор задньої опори;
11 – масловідбивне кільце; 12 – корпус задньої опори; 13 – кришка задньої опори;
14 – внутрішнє кільце; 15 – вставка

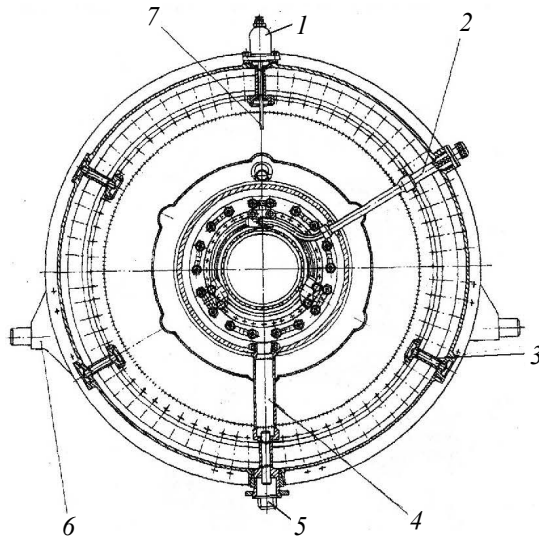


Рис. 5.24. Поперечний переріз заднього корпусу компресора двигуна Д050 [22, с. 28]:

1 – косинець; 2, 3, 4, 7 – труби підведення масла, стравлювання, зливу масла та замірювання тиску в розвантажувальній порожнині КВТ відповідно;
5 – фіксатор; 6 – цапфа

Напрямний апарат 7-го ступеня КВТ 1 не силовий. Його зовнішнє кільце посаджене у розточку зовнішньої стінки дифузора з проміжком. Крім того, зовнішні кільця лопаток 1 і 2 з'єднані із зовнішньою стінкою дифузора радіальними штифтами.

Кільце 14, закріплене на стінці дифузора тими ж болтами, що і лопатки 2, має набрані в кільцевому пазу металокерамічні вставки 15. Ці вставки разом з гребінцями, виконаними на задній цапфі ротора КВТ, утворюють лабіринтове ущільнення, яке відділяє задню розвантажувальну порожнину 11 від проточної частини компресора.

У розвантажувальній порожнині підтримується тиск, від величини якого залежить осьове зусилля на упорний підшипник ротора КВТ. Для підтримки необхідного тиску в розвантажувальній порожнині повітря з неї по трубах 3 стравлюється у проточну частину за турбіною високого тиску.

Замірювання тиску в розвантажувальній порожнині виконується через трубу 7 (див. рис. 5.24), установлену в косинці 1.

Розглянуті раніше конструкції корпусів компресорів були виконані одно-стінними. Проте в стаціонарних і транспортних газотурбінних агрегатах досить часто знаходять застосування також **двостінні корпуси компресорів** (рис. 5.25, а–е).

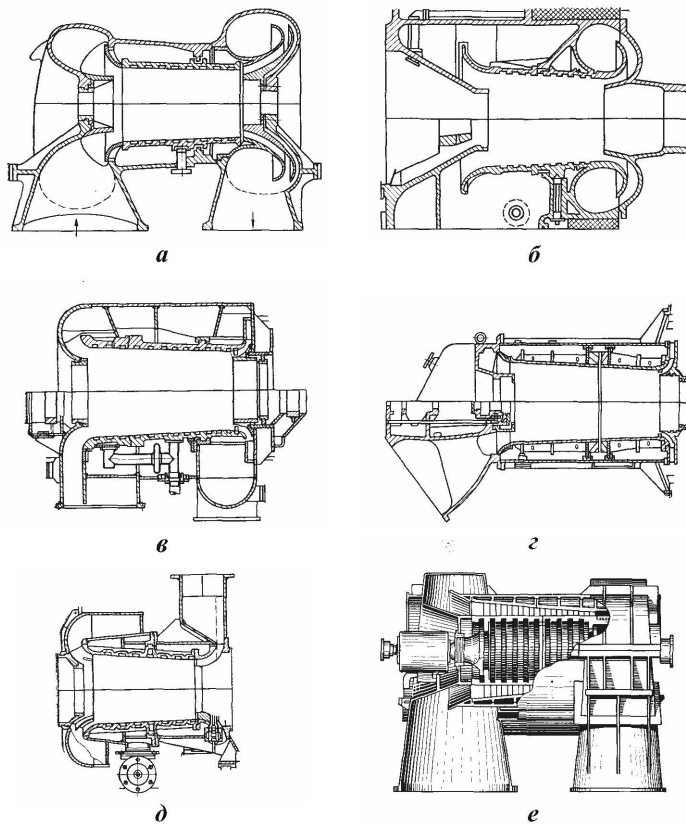


Рис. 5.25. Двостінні корпуси компресорів ГТА [33, с. 155]

Зовнішній корпус таких конструкцій призначений головним чином для сприйняття внутрішнього тиску в компресорі; до нього не ставляться високі вимоги щодо точності виготовлення. Внутрішній корпус служить для розміщення в ньому напрямних апаратів. Його стінки можуть мати мінімальну товщину, оскільки вони не сприймають перепаду тисків.

Двостінні корпуси мають підвищену жорсткість, що особливо важливе для багатоступінчастих компресорів зі значною довжиною, оскільки при малій жорсткості корпусу є можливим зачіпання робочих лопаток за корпус через його прогин під дією власної ваги.

У двостінних корпусах компресорів простір між зовнішньою та внутрішньою частинами може бути корисно використаний як камера для подальшого відбору повітря до протипомпажних клапанів або на охолодження турбіни.

5.3. Корпуси газових турбін

Корпус турбіни являє собою циліндричну або конічну оболонку, яка забезпечує розміщення і кріплення соплових апаратів та силовий зв'язок з корпусом камери згоряння і випускним пристроєм (газовідводом). Внутрішні стінки корпусу обмежують зовнішній контур проточної частини турбіни.

Корпус турбіни навантажується крутним моментом та осьовою силою від соплових апаратів і газовідводу, внутрішнім надлишковим тиском, а також зазнає дії вібраційних навантажень.

Нерівномірність нагріву корпусу по товщині та особливо по колу призводить до його деформації, місцевих зменшень радіальних зазорів, а часом і до зачіпань робочих лопаток за корпус та лабіринтових гребінців за втулку.

Зазначені особливості експлуатації зумовлюють такі **вимоги до корпусів газових турбін**:

корпус повинен мати достатню міцність, щоб при обриві лопатки або руйнуванні диска їх уламки не пробивали його;

корпус повинен мати значну і рівномірну жорсткість в осьовому та коловому напрямках, а також надійне центрування в холодному і гарячому станах, з тим щоб забезпечувалася надійна робота турбіни при малих радіальних зазорах між корпусом і торцями робочих лопаток та в лабіринтових ущільненнях.

З останнього випливає **основне завдання конструювання** корпусів газових турбін усіх типів – підтримання їх первісної циліндричної форми при численних змінах температурних станів протягом експлуатації.

Конструкція корпусу залежить від місця розташування опори ротора турбіни, способу кріплення соплових апаратів, технології виготовлення та способу охолодження деталей соплових апаратів і стінок самого корпусу, числа ступенів турбіни і конструкції ротора.

Корпуси газових турбін звичайно виконуються складеними, з поперечними і горизонтальними монтажними роз'ємами. **Поперечні роз'єми**

забезпечують більш рівномірну колову жорсткість корпусу. У ГТА авіаційного типу вони виконуються найчастіше за кожним ступенем.

У разі застосування **горизонтального роз'єму** полегшуються монтаж та огляд і навіть забезпечується можливість заміни лопаток без розбирання турбіни. Однак при горизонтальному роз'ємі знижується колова жорсткість корпусу і виникає загроза його викривлення.

З'єднання частин корпусу турбіни здійснюється по фланцях із забезпеченням надійного центрування по буртах. Фланці поперечних роз'ємів одночасно є ребрами жорсткості корпусу.

Корпуси без горизонтальних роз'ємів застосовуються, як правило, в ГТА авіаційного типу. У розрізі такий корпус являє собою циліндричне кільце, кільце у формі зрізаного конуса або у вигляді оболонки ступінчастого профілю залежно від конструкції проточної частини турбіни та числа її ступенів. Корпус звичайно збирають з декількох секцій по фланцях, розташованих перпендикулярно до осі турбіни. Перевагою такої конструкції є порівняна простота виготовлення. Наприклад, корпуси авіаційних турбін отримують із стрічки постійної товщини; її згортають у кільце, зварюють торці і приєднують газовим або контактним зварюванням точені фланці. Виконують корпуси також із стрічки профільного прокату. Згортаючи стрічку в кільце і зварюючи її в стик, отримують корпус із незначними припусками, після чого його механічно обробляють.

Корпуси, виготовлювані з литих заготовок, виявляються більш дорогими внаслідок великого обсягу механічної обробки і значного відходу матеріалу в стружку.

Корпуси з горизонтальними роз'ємами більш характерні для турбін стаціонарних ГТА. Наявність горизонтального роз'єму з фланцевим болтовим з'єднанням обмежує швидкість пуску турбіни з гарячим корпусом, оскільки внаслідок нерівномірного прогріву корпус з часом втрачає циліндричну форму.

Для збільшення жорсткості корпусів їх іноді виготовляють з кільцевими ребрами. Центрують окремі частини корпусу за допомогою циліндричних буртів або призонних болтів. При значній різниці температурних деформацій окремих частин корпусу отвори під болти виконують еліптичними з розташованою радіально великою віссю.

На рис. 5.26 та 5.27 показані зразки турбінної частини деяких сучасних газотурбінних двигунів.

Для зниження термічних напружень у фланцях, а отже, для меншого їх викривлення і попередження усадки, між отворами під кріпильні болти фрезерують виїмки *І* у фланцях (рис. 5.28), які зменшують масу корпусу.

Більш радикальним способом попередження усадки і викривлення корпусів є охолодження їхніх внутрішніх стінок повітрям, яке відбирається з порожнини камери згоряння. Повітря надходить у порожнину, утворену зовні силовим корпусом, а зсередини кільцями соплових апаратів і проміжними кільцями, що утворюють проточну частину, або видовженими по ходу газу

полицями соплових лопаток. Приклад конструкції газової турбіни такого роду показаний на рис. 5.29.

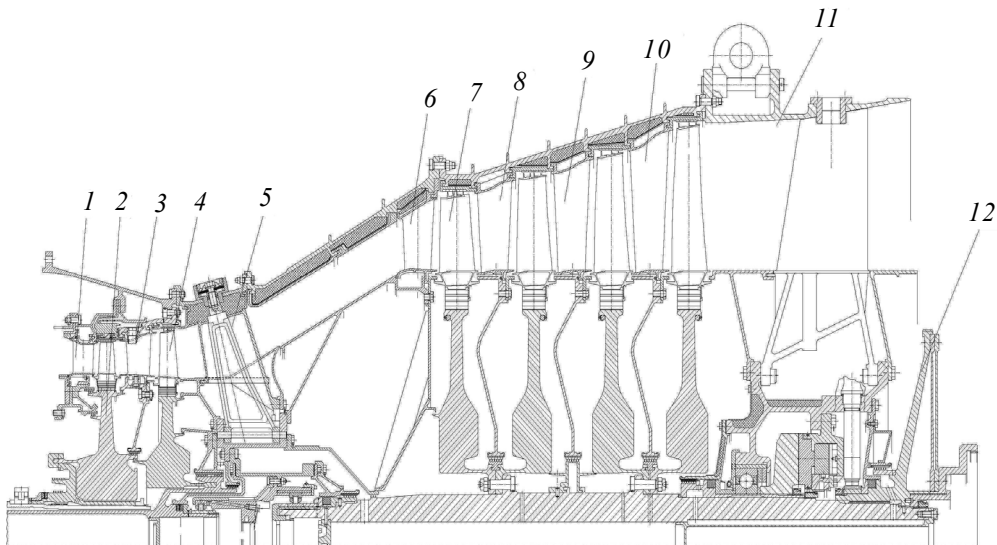


Рис. 5.26. Турбінна частина двигуна UGT 10000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" [23, с. 61]:
1, 3, 6, 8, 9, 10 – соплові апарати турбінних ступенів; 2 – цапфа-диск ТВТ;
4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 7 – ротор силової турбіни;
11 – опорний вінець силової турбіни; 12 – муфта

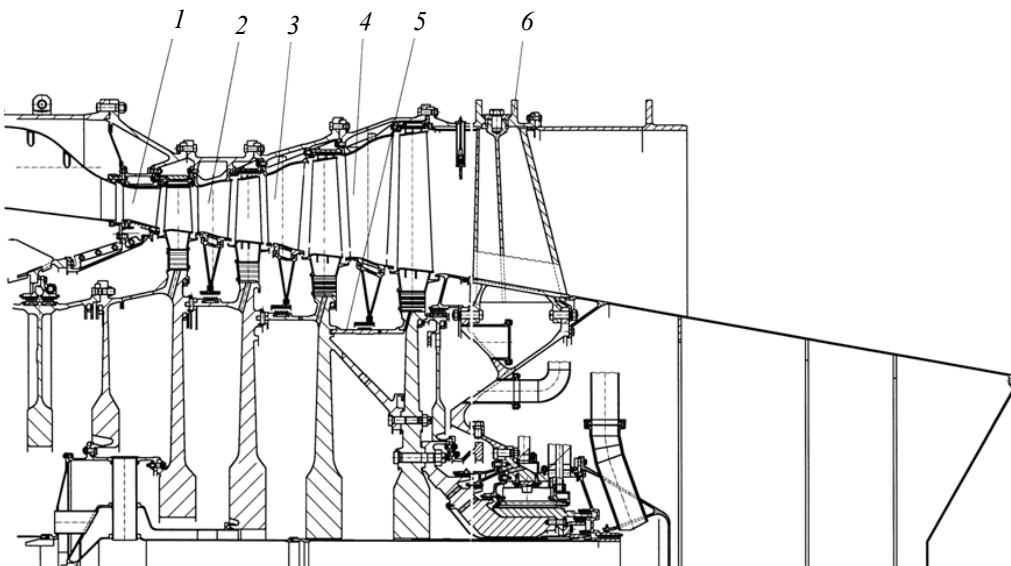


Рис. 5.27. Турбінна частина двигуна ГТД 110 розробки ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" [23, с. 90]:
1, 2, 3, 4 – сопловий апарат 1, 2, 3 і 4-го ступеня відповідно;
5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

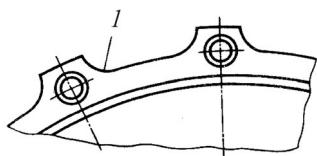


Рис. 5.28. Фланець корпусу газової турбіни

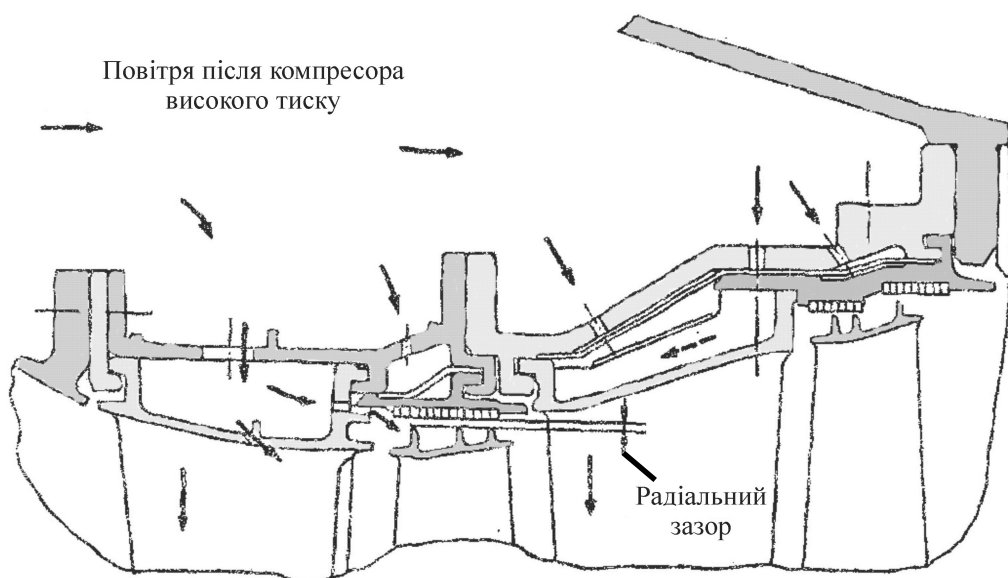


Рис. 5.29. Схема охолодження корпусів турбін високого і низького тисків двигуна UGT 15000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" [5, с. 212]

Корпуси газових турбін можуть бути одностінними і двостінними.

При **двостінній конструкції** зовнішній корпус витримує повний тиск газу, але ізолюваний від гарячого потоку; внутрішній корпус стикається з газом, набуває його температури, але під дією тиску не знаходиться. Зовнішній корпус, як менш нагрітий, можна виготовляти з вуглецевої сталі або сталі перлітного класу, а внутрішній – з жаростійкої сталі або сплаву. Для збереження концентричності зовнішнього та внутрішнього корпусів обов'язково передбачають свободу їх взаємного переміщення.

Простір між стінками двостінного корпусу може використовуватися для продування охолоджуючого повітря (як у перших ступенях багатоступінчастих турбін) або для заповнення теплоізоляційним матеріалом (як у наступних ступенях).

Продування охолоджуючого повітря на робочих режимах забезпечує корпусу постійний "холодний" стан і стабільність термічного розширення при різкій зміні режиму роботи. Справа в тому, що у газових турбін існують специфічні режими роботи, пов'язані з різким підвищенням температури при пуску і раптовим охолодженням при екстреній зупинці. Останній режим

визначає величину мінімального радіального зазору між торцями робочих лопаток і корпусом: холодне робоче тіло (уже не газ, а повітря) спрямовується в турбіну і, оскільки корпус має меншу теплову інерцію, ніж ротор, він швидше охолоджується та зменшується в діаметрі. Застосування двостінної конструкції корпусу з охолодженням на основному робочому режимі дозволяє на специфічних режимах уникнути надмірної усадки корпусу і вибирання радіальних зазорів.

З цією ж метою у багатьох сучасних газових турбінах застосовується спеціальна система регулювання радіального зазору (розглянута раніше у розд. 4).

У конструкції, показаній на рис. 5.30, охолоджуюче повітря подається в простір між зовнішнім корпусом 2 і внутрішнім впускним патрубком 6. Відбивний лист 5 направляє повітря вздовж корпусу; потім повітря проходить крізь отвори у внутрішньому корпусі і далі крізь отвори в тілі соплових лопаток 3 надходить до периферії ротора, обтікаючи кріплення робочих лопаток. Тим самим створюється плівка холодного повітря по всій поверхні ротора в зоні перших двох ступенів. Крізь спеціальні отвори повітря подається також на охолодження кромки лопаток 1-го ступеня.

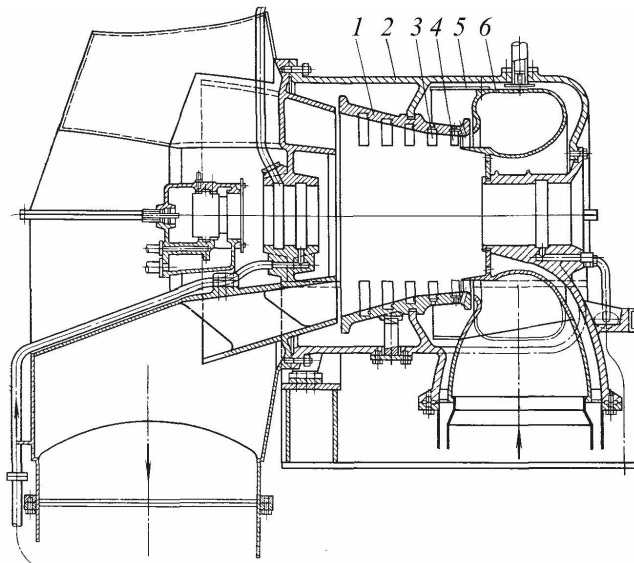


Рис. 5.30. Газова турбіна з двостінним корпусом [33, с. 224]:

1 – внутрішній корпус; 2 – зовнішній корпус; 3, 4 – соплові лопатки;
5 – відбивний лист; 6 – внутрішній впускний патрубок

За принципом дії подібною до двостінної є конструкція **одностінних корпусів газотурбін з внутрішніми вставками** (див. рис. 5.29). Використовують їх головним чином у ГТА, розрахованих на швидкий набір навантаження. Зовнішній "холодний" корпус сприймає тільки тиск середовища, а елементи, які обмежують проточну частину, – його температуру. Роль внутрішнього корпусу відіграють окремі сегментні вставки (наприклад, соплові

лопатки), підвішені до відносно холодного силового корпусу. Для свободи розширень вставок між ними передбачається тангенціальний зазор.

Одностінна конструкція корпусу не дозволяє виконати подібне охолодження, а отже, корпус у даному випадку можна охарактеризувати як "гарячий". Проте конструктивна схема турбіни такого типу дуже проста і завдяки цьому має деяке застосування. У турбіні, показаній на рис. 5.31, радіальний зазор між вершинами робочих лопаток і корпусом становить близько 1,8 мм, причому його величина контролюється кількома електронними датчиками та одним оптичним датчиком, який встановлений тангенціально в зоні 3-го ступеня. Оптичний датчик дозволяє візуально спостерігати за величиною зазору.

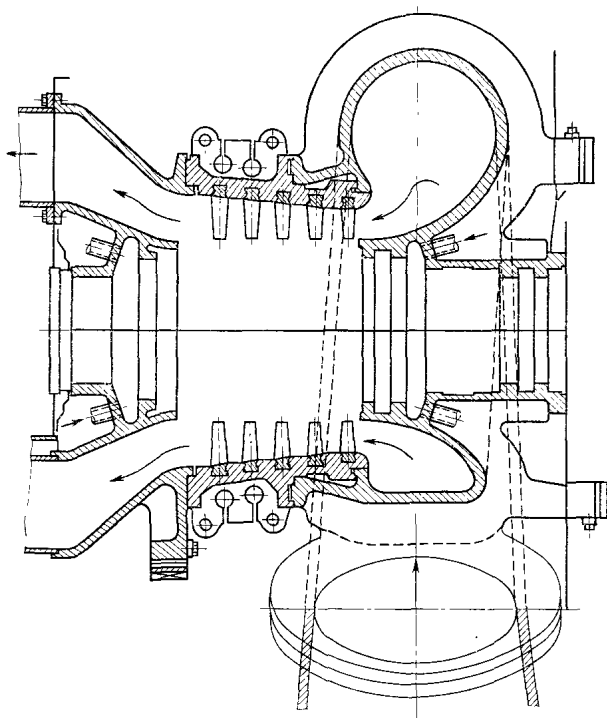


Рис. 5.31. Турбіна з одностінним корпусом [33, с. 216]

Охолодження одностінних корпусів можна виконати і зовні – шляхом продування повітря або прокачування води через короби або кожухи, приварені до зовнішньої поверхні корпусу. Повітря для такого охолодження може бути відібране з компресора або подане від окремої повітрорудувки (останній варіант пов'язаний з меншими енергетичними втратами).

На рис. 5.32 зображене одне з можливих конструктивних рішень зовнішнього повітряного охолодження корпусу. Охолоджуюче повітря проходить у зазор між корпусом і тонкостінним кожухом або по каналах, які утворені половинами труб, привареними до зовнішньої поверхні корпусу.

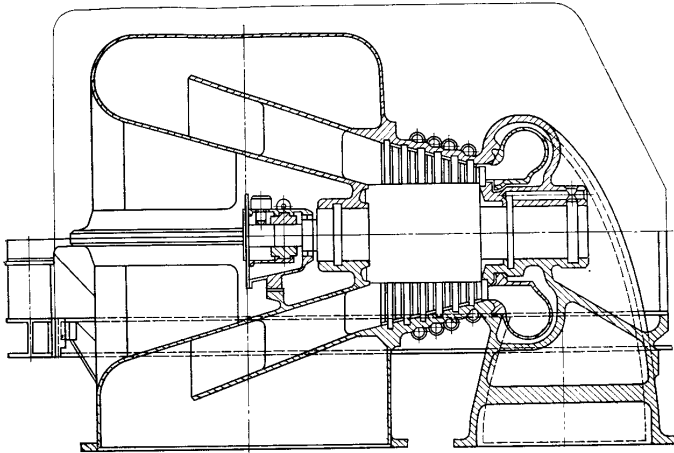


Рис. 5.32. Турбіна з одностінним корпусом і зовнішнім охолодженням [33, с. 218]

Водяне охолодження корпусу ефективніше від повітряного і при мінімальних енергетичних витратах забезпечує практично незмінні розміри корпусу. Щоб уникнути забруднення каналів для охолодження, використовують замкнуті системи циркуляції, заповнені очищеною водою, яка охолоджується в спеціальному водо-водяному теплообміннику. Така система використовується, наприклад, у судновому газотурбінному агрегаті ГТУ-20, встановленому на судні "Парижская коммуна" (рис. 5.33). У ній канали для охолодження утворені половинами труб, привареними до корпусу з кроком 110 мм. У даному агрегаті при початковій температурі газу 1023 К температура різних точок зовнішньої поверхні корпусу знаходиться в межах 323...423 К (50...150 °С) [33, с. 217].

Силовий зв'язок між корпусом турбіни і корпусом підшипників здійснюється різними способами, вибір яких багато в чому визначається конструкцією камери згоряння. Соплові лопатки через значні температурні деформації, як правило, не включаються до даного силового зв'язку. Для цього використовуються інші елементи (стояки, шпильки, спиці і т. п.).

Розглянемо деякі приклади силового зв'язку між корпусом турбіни і корпусом підшипників.

Конструкція опорного вінця ТВТ суднового двигуна Д050 показана на рис. 5.34. Даний опорний вінець служить для розміщення задньої опори ротора ТВТ і передньої опори ротора ТНТ; фактично він виконує функції перехідника між цими турбінами. Складається із зовнішнього корпусу 1, корпусу підшипників 16 і шести радіальних стояків 5. Стояки з зовнішнім корпусом 1 з'єднуються за допомогою фланців 3, які кріпляться до нього гвинтами і штифтами. Фланець 3 посаджений на стояк із зазором і кріпиться до нього гвинтом 4. Стояки з корпусом підшипників 16 з'єднуються пальцями 7 та 9.

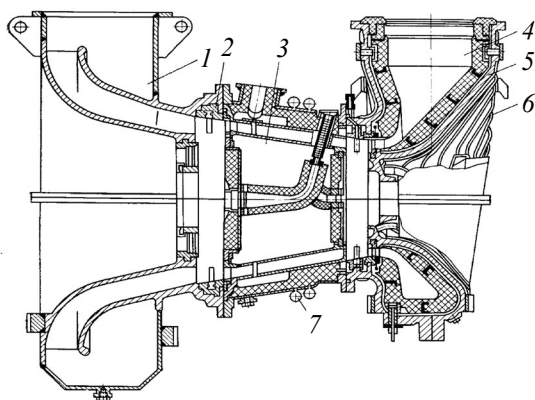


Рис. 5.33. Корпус турбіни ГТУ-20 [33, с. 219]:

- 1 – випускний патрубок;
- 2 – обойма соплових лопаток турбіни низького тиску;
- 3 – проміжний патрубок; 4 – внутрішня частина вхідного патрубка;
- 5 – корпус турбіни високого тиску;
- 6 – канали для проходження води;
- 7 – компенсатор

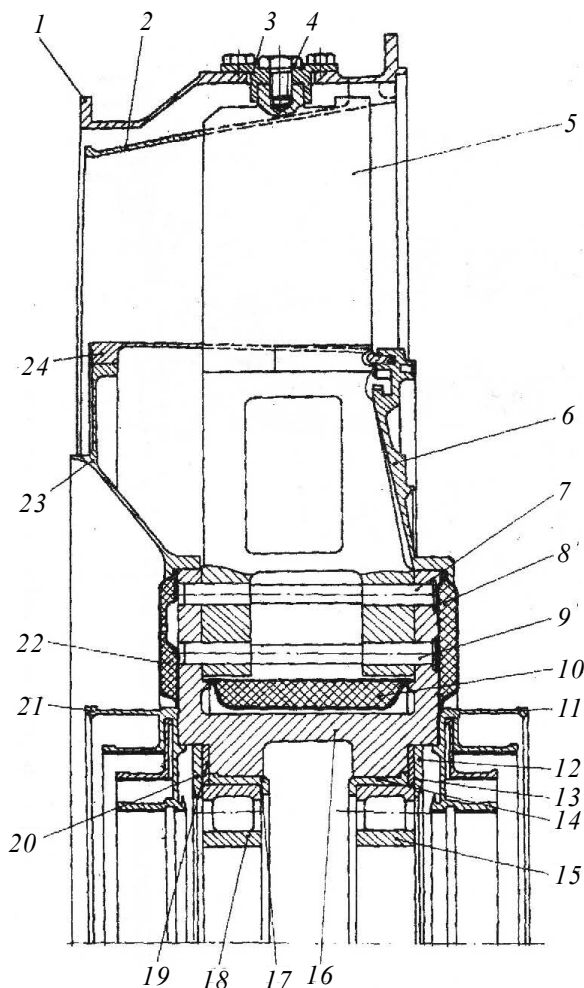


Рис. 5.34. Опорний вінець турбіни високого тиску двигуна Д050 [22, с. 44]:

- 1 – корпус опорного вінця; 2, 24 – зовнішній і внутрішній кожухи; 3 – фланець;
- 4 – гвинт; 5 – стояк; 6 – задня стінка; 7, 9 – пальці; 8, 10, 22 – кожухи;
- 11, 21 – лабіринтові кришки; 12, 20 – притискні кільця; 13, 19 – регулювальні кільця;
- 14, 17 – втулки; 15, 18 – підшипники; 16 – корпус підшипників; 23 – передня стінка

У корпусі підшипників спереду і ззаду розточені гнізда для монтажу втулок 14 та 17, в розточки яких установлюються зовнішні кільця роликів підшипників 15 та 18, закріплених кільцями 12 та 20. Спереду і ззаду до корпусу підшипників кріпляться лабіринтові кришки 11 і 21.

Зовнішній 2 і внутрішній 24 кожухи ізолюють корпус від гарячих газів та утворюють проточну частину.

Між кожухами в проточній частині опорного вінця розташовані три обтічники (рис. 5.35), через які проходять масляні труби. Обтічники входять у прорізи на внутрішньому і зовнішньому кожухах.

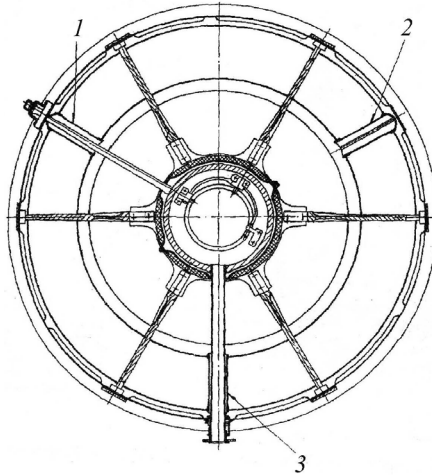


Рис. 5.35. Поперечний переріз опорного вінця ТВТ двигуна Д050 [22, с. 45]:

1 – обтічник труби підведення масла; 2 – обтічник; 3 – обтічник труби сливу масла

Опорний вінець силової турбіни двигуна Д050 показаний на рис. 5.36. Він призначений для розміщення задньої опори ротора силової турбіни та утворює проточну частину між турбіною і випускним пристроєм. Складається із зовнішнього корпусу 1, корпусу підшипників 6 і семи стояків 4. Стояки з зовнішнім корпусом 1 з'єднуються за допомогою фланців, які кріпляться гвинтами і штифтами до корпусу. Фланці посаджені на стояки з зазором і кріпляться до них гвинтами 3.

Стояки з корпусом підшипників 6 з'єднуються пальцями 7 та 8.

У корпусі підшипників розточене гніздо для монтажу втулки 11, у яке встановлюється кульковий підшипник 12, закріплений притискним кільцем 13. Спереду і ззаду до корпусу підшипників кріпляться ущільнювальні лабіринтові кришки 10 та 15, спереду гвинтами 18 кріпляться стінки 20 та 21.

Проточну частину утворюють зовнішній корпус 1 і внутрішній кожух 23. У проточній частині опорного вінця розташовані три обтічники 1, 2 і 4 (рис. 5.37), через які проходять масляні, повітряні труби і труба обмеження обертів розкрутки силової турбіни. Обтічники входять у прорізи внутрішнього кожуха, а на зовнішньому корпусі фіксуються фланцями 5.

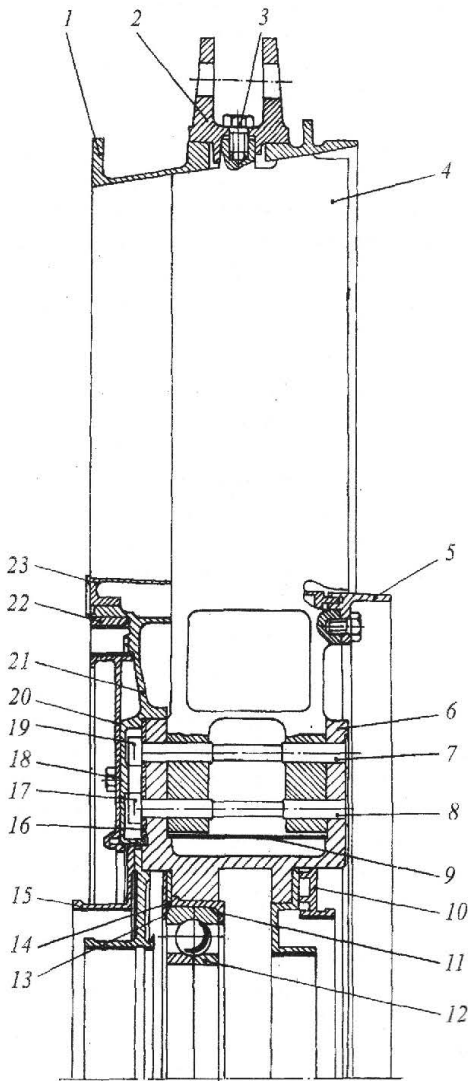


Рис. 5.36. Опорний вінець
силової турбіни двигуна Д050 [22, с. 56]:
1 – корпус опорного вінця; 2 – рим-фланець;
3, 18 – гвинти; 4 – стояк; 5, 20, 21 – стінки;
6 – корпус підшипників; 7, 8 – пальці; 9 – кожух;
10, 15 – лабіринтові кришки; 11, 17, 19 – втулки;
12 – підшипник; 13, 14 – кільця притискне
і регульовальне; 16, 22 – кільця;
23 – внутрішній кожух

Розглянемо опорний вінець турбіни низького тиску двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" (рис. 5.38). Він складається з корпусу 2, шести радіальних стояків 6, з'єднаних із зовнішнім корпусом за допомогою компенсаторів теплових розширень 4, корпусу опори 9, з'єднаного пальцями зі стояками 6 і в нижній частині болтами з корпусом підшипників 11 та конусом. До корпусу підшипників 11 гвинтами кріпиться корпус, в якому розміщена задня опора ротора ТНТ.

Проточна частина в опорному вінці організована зовнішніми кожухами 3 та 5 і передньою стінкою 10. Для зменшення теплових розширень корпусу 2 порожнина між ним і кожухами 3 та 5 заповнена теплоізоляційним базальтовим волокном. Між зовнішнім і внутрішнім кожухами розміщені три обтічники, через які проходять труба підведення повітря, труба підведення масла і труба зливу масла.

Задньою опорою ротора ТНТ служить роликовий підшипник. На зовнішнє кільце підшипника з натягом насаджений демпфер, призначений для зменшення критичного числа обертів ротора в більш низькі значення і для гасіння енергії коливань ротора. Для підвищення тиску в масляному зазорі з боку виходу масла з демпфера поставлене кільце ущільнювача. Для регулювання витрати масла через демпфер використовується регульовальне кільце.

На рис. 5.39 зображена конструкція соплового апарата першого

ступеня двигуна ДИ59 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект". Сопловий апарат складається з силового 11, зовнішнього 2 та внутрішнього 6 корпусів, соплових лопаток, зовнішніх 15 та внутрішніх 5 башмаків, екрана 10, спиць 3, силового кільця 14 і вставки 13.

Рис. 5.37. Поперечний переріз опорного вінця силової турбіни двигуна Д050 [22, с. 57]:

1, 2, 4 – обтічники труб підведення масла та обмеження розкрутки силової турбіни, підведення повітря, труби зливу масла відповідно; 3, 9 – цапфи; 5 – фланець; 6 – труба зливу масла; 7 – штуцер; 8 – фіксатор

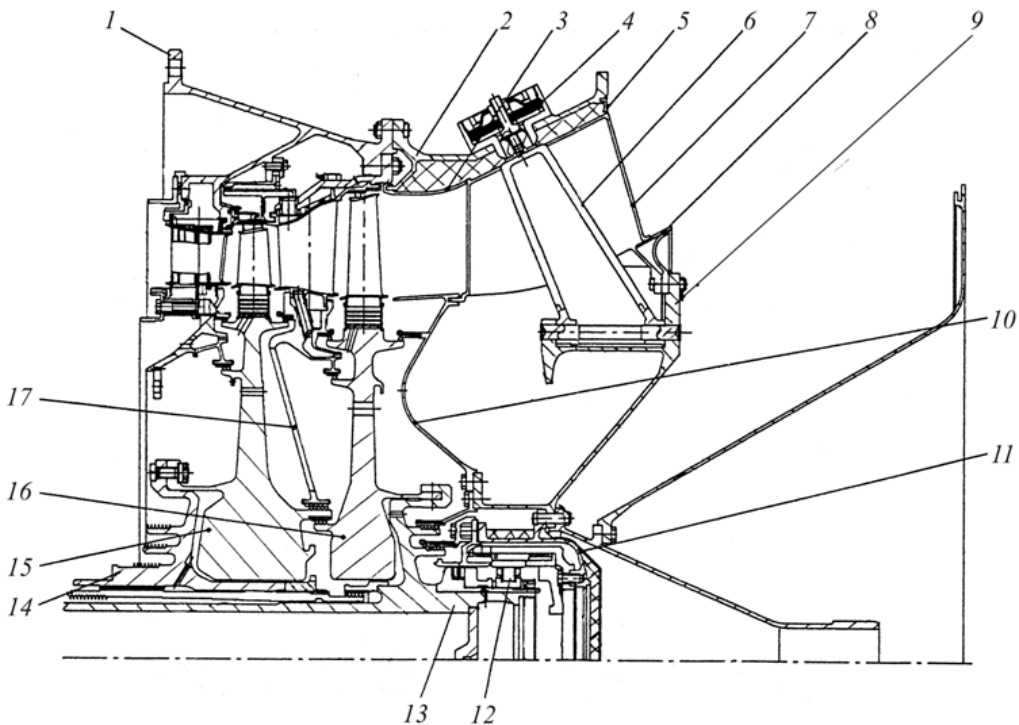
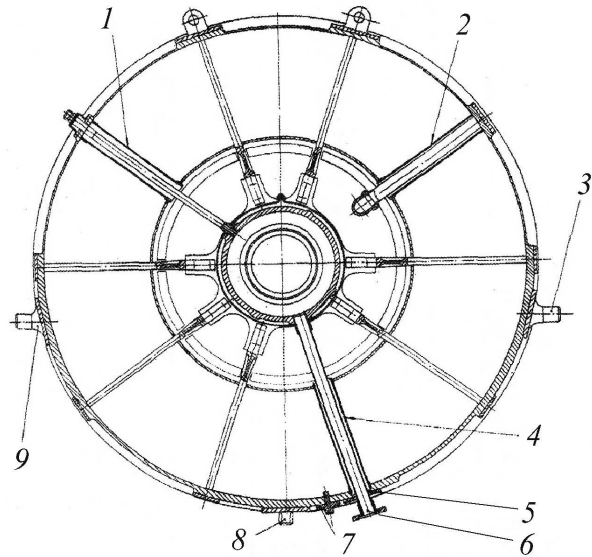


Рис. 5.38. Турбіни високого і низького тиску двигуна UGT 25000 [23, с. 81]:

1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стояк; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипників; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

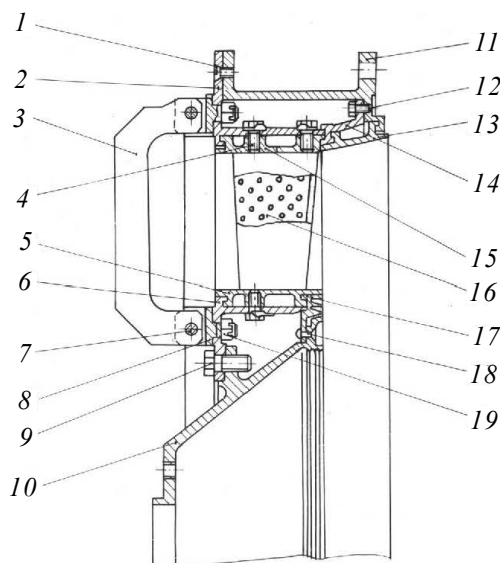


Рис. 5.39. Сопловий апарат 1-го ступеня двигуна ДИ59 [18, с. 48]:

1, 4, 9, 12 – гвинт; 2 – зовнішній корпус; 3 – спиця; 5 – внутрішній башмак;
6 – внутрішній корпус; 7 – палець; 8 – вушко; 10 – екран; 11 – силовий корпус;
13 – вставка; 14 – силове кільце; 15 – зовнішній башмак; 16 – дефлектор;
17 – кільце екрана; 18 – заклепка; 19 – гайка

Силовий зв'язок між силовим корпусом 11 та екраном 10 здійснюється за допомогою радіальних спиць 3.

5.4. Газовипускні пристрої

Осьова швидкість потоку на виході з останнього ступеня газової турбіни, як правило, складає 150...180 м/с¹. При цьому кінетична енергія випускних газів досягає 10 % корисної енергії (для порівняння: в парових турбінах осьова швидкість за останнім ступенем доходить до 250 м/с, але кінетична енергія парового потоку не перевищує 1,2...1,5 % [33, с. 242]). Тому розробка раціональної конструкції дифузора газовипускного пристрою (випускного патрубку, газовідводу) для газових турбін є специфічною і важливою проблемою.

При всьому різноманітті конструктивних особливостей **основними вимогами**, що ставляться до газовипускних пристроїв, можна назвати:

- мінімальні втрати повного тиску;
- мінімальні габарити і масу;
- технологічність у виготовленні;
- надійність у роботі.

¹ Наприклад, для двигунів підприємства ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект" UGT 6000 (ДВ71) – 72 м/с, UGT 15000 (ДГ90) – 148 м/с, UGT 16000 (ДТ59) – 169 м/с, UGT 2500 – 196 м/с, ГТД 110 – 229 м/с [9, с. 194].

Важливість забезпечення мінімальних втрат повного тиску пояснюється тим, що підвищення тиску газівипуску на 100 мм вод. ст. (приблизно на 1 кПа) знижує потужність турбіни приблизно на 1 % [1, с. 70].

У зв'язку з високою температурою випускних газів стінки газівипускних пристроїв повинні бути надійно ізольовані: теплова ізоляція створює нормальні умови роботи і безпеки для обслуговуючого персоналу, крім того, запобігає нагріванню корпусів підшипників, розташованих усередині газівідводу, редуктора, валоповоротного пристрою, привідного механізму тощо, а також фундаментів, стін, пультів керування та інших прилеглих елементів. В установках з утилізацією тепла випускних газів ізоляція газівідводу скорочує небажані втрати тепла в навколишнє середовище.

Шар ізолюючого матеріалу наносять звичайно із зовнішнього боку газівідводу, а в установках з двостінним газівідводом ізоляцією заповнюють простір між стінками. Замість шару мінеральної ізоляції може використовуватися повітряний прошарок або екрануючі листи.

Мінімальні втрати тиску забезпечуються **газовипускними пристроями осьового типу**. На рис. 5.40 та 5.41 (також див. рис. 5.8 та 5.9) наведені приклади газотурбінних агрегатів з подібними пристроями.

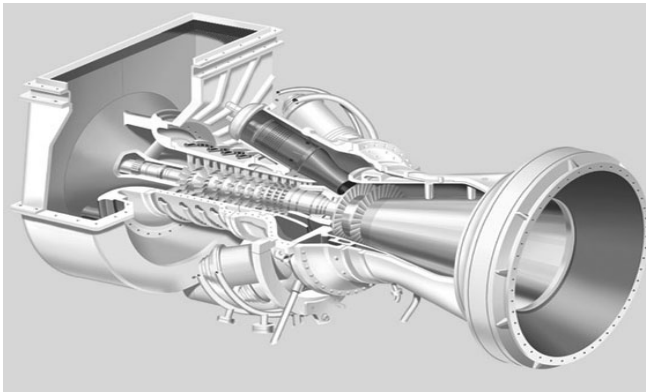


Рис. 5.40. Двигун SGT-300 компанії "Siemens AG"

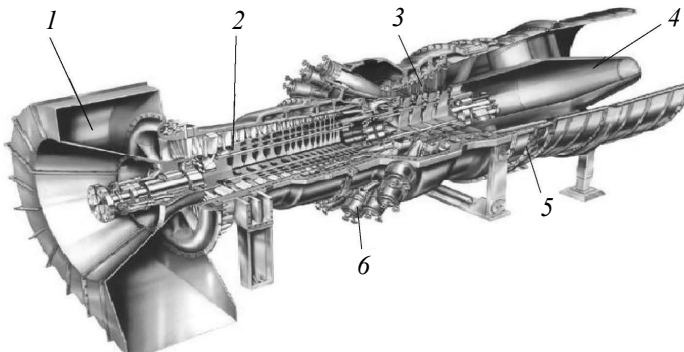


Рис. 5.41. Газотурбінний двигун SGT6-6000G компанії "Siemens AG":
1 – вхідний пристрій; 2 – компресор; 3 – турбіна; 4 – газівипускний пристрій;
5 – корпус; 6 – камера згоряння

Необхідно враховувати, що далі газ, як правило, відводиться через вертикально розташовані газоходи (за винятком випадків, коли газ прямує в горизонтально розташовані котли-утилізатори). Тому потік усе одно необхідно розвертати в радіальному напрямку. При проектуванні важливо вибрати відстань, на якій буде здійснюватися цей поворот, тобто визначитися з довжиною осевого дифузора. Так, наприклад, для двигуна ГТД 110 розробки ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" потужністю 110 МВт був розроблений дифузор, який складається з шести секцій, утворених обичайками з хромонікелевої сталі товщиною 8 мм, сумарною довжиною 9,81 м (рис. 5.42). Швидкість газу в ньому послідовно знижується з 229 до 69,3 м/с, при цьому на виході статичний тиск нижчий від атмосферного, що збільшило наявний тепловперепад у турбіні та її корисну потужність [1, с. 68].

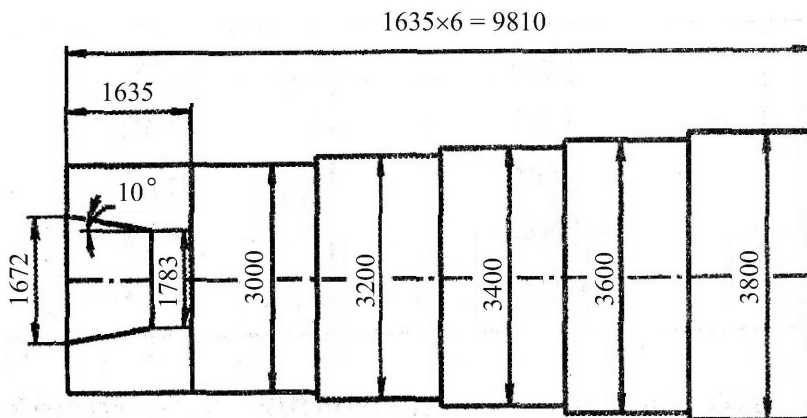


Рис. 5.42. Випускний дифузор двигуна ГТД 110 [12, с. 37]

Приклади газовипускних пристроїв з меншою довжиною осевого дифузора і радіальним поворотом показані на рис. 5.43, *а, б*. У даних конструкціях потік повертають під кутом 90° за допомогою напрямних лопаток з перерізом у чверть кола.

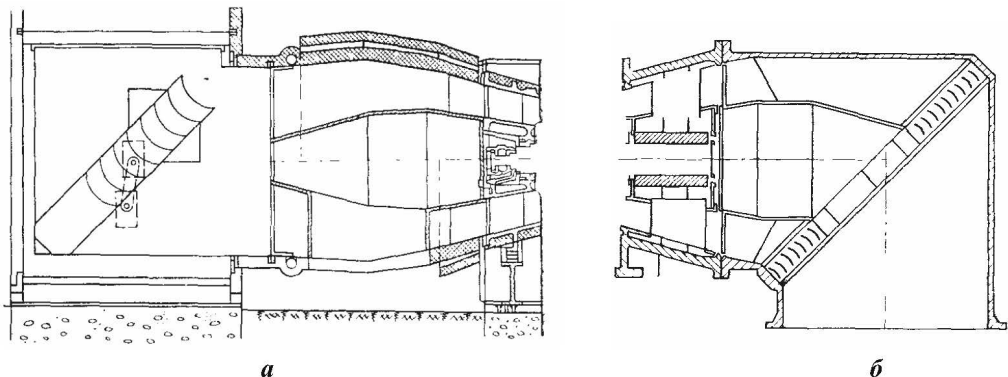


Рис. 5.43. Газовипускні пристрої осевого типу [33, с. 243]

Газовипускні пристрої осьового типу характерні для газотурбінних агрегатів, в яких привідний механізм розташований з боку компресора. У більшості ГТА осьовий вихід газу не можна реалізувати у зв'язку з обмеженою довжиною агрегату або у зв'язку з тим, що за турбіною встановлюється привідний механізм. Тому в переважній більшості газотурбінних агрегатів використовуються **газовипускні пристрої радіального типу**, які складаються з двох зон: перша – дифузор для зниження швидкості, друга – газозбірник для відведення потоку від кільцевого перерізу за дифузором у прямокутний або круглий переріз газоходу.

Залежно від конструкції газозбірника газовипускні пристрої радіального типу поділяються на завиткові і коліноподібні.

Конструктивною особливістю **завиткового газовідводу** є наявність осе-радіального дифузора (газ входить до нього в осьовому напрямку, а виходить у радіальному), газозбірної завитки і випускної ділянки, яка закінчується ежекційним соплом або фланцем. Приклади газотурбінних агрегатів із завитковим газовідводом наведені на рис. 5.44–5.46.

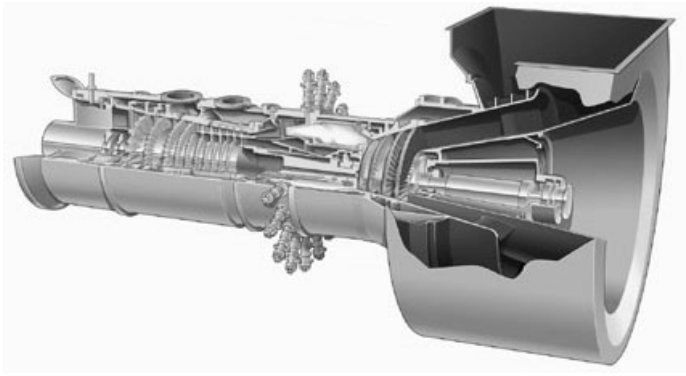


Рис. 5.44. Двигун SGT-600 компанії "Siemens AG"

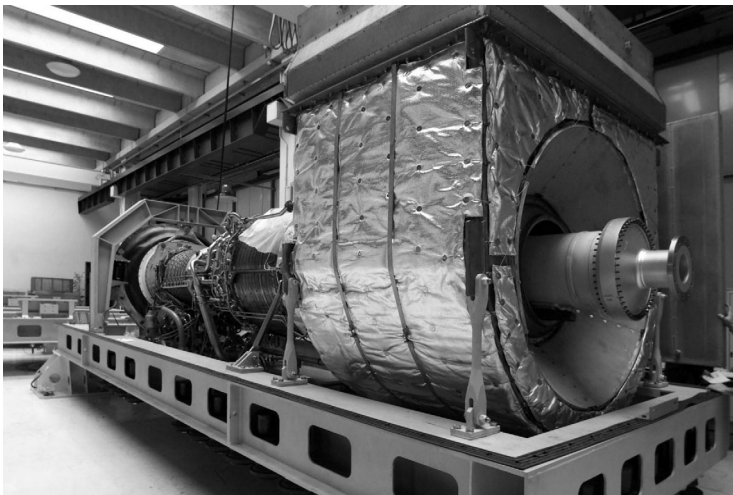


Рис. 5.45. Двигун LM2500 компанії "General Electric Co." перед поставкою споживачу

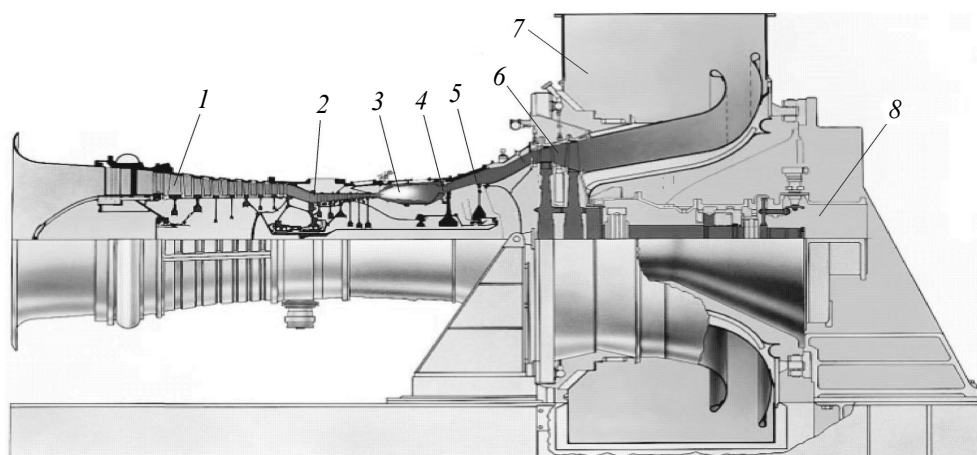


Рис. 5.46. Поздовжній переріз двигуна RB211 компанії "Rolls-Royce plc":

- 1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску;
 3 – кільцева камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску;
 6 – силова турбіна; 7 – газовипускний пристрій; 8 – вал відбору потужності

Відмітною ознакою завиткового газовідводу є відносно невелика довжина при значних радіальних розмірах. Згідно з [1, с. 62], відношення довжини до зовнішнього діаметра входу газу в газовідвід становить приблизно $0,7...1,1$; відношення зовнішнього діаметра завитки (газозбірника) до зовнішнього діаметра входу газу – $1,5...2,0$; відношення зовнішнього діаметра завитки до її довжини – $1,35...2,85$.

Завиткові газовідводи виконуються головним чином з листової хромо-нікелевої сталі товщиною 3 мм і тонких фланців, які забезпечують силовий зв'язок дифузора і завитки. Зовні завитка оснащується профільованими ребрами жорсткості.

Слід зазначити, що втрати тиску в завитковому газовідводі значно збільшуються із зменшенням діаметра завитки та її довжини.

Коліноподібні газовідводи мають більшу, порівняно із завитковим газовідводом, довжину (відношення довжини до зовнішнього діаметра входу в газовідвід – $1,2...2,0$) при радіальних розмірах, близьких до зовнішнього діаметра турбіни. Як наголошується в [1, с. 62], це не завжди прийнятно з точки зору обмеження допустимої довжини ресори, а зменшення довжини коліна призводить до збільшення втрат тиску.

Приклад газотурбінного агрегату з коліноподібним газовідводом наведений на рис. 5.47.

Коліноподібні газовідводи часто застосовуються в газотурбінних агрегатах, використовуваних для кораблів на повітряній подушці і на підводних крилах. Їх **головними перевагами** (порівняно із завитковим газовідводом) є значно менша маса і діаметр. Як зазначається в [1, с. 65], коліноподібні газовідводи для одноступінних двигунів виявилися приблизно в три рази легшими при близькій ефективності.

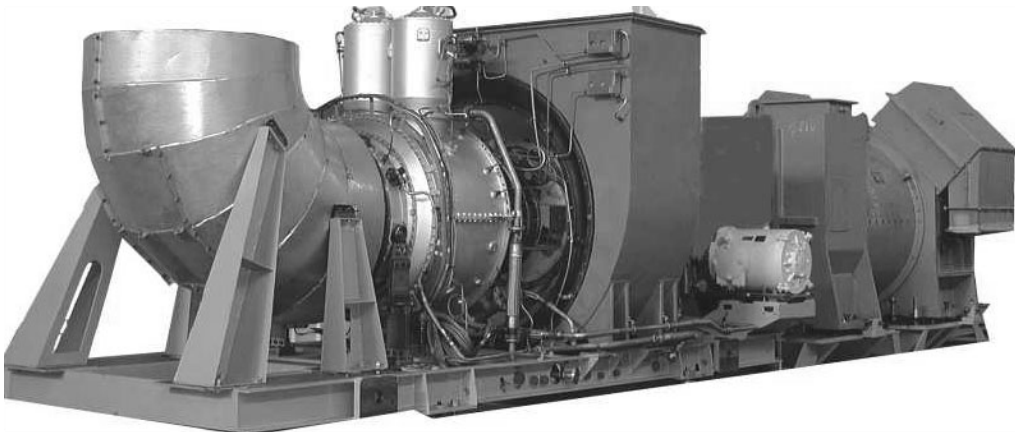


Рис. 5.47. Енергетичний ГТА з двигуном UGT 2500 підприємства ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект"

Особливо ефективними коліноподібні газовідводи вважаються для конструкцій з поворотом потоку менш ніж на 90° .

Виготовляють їх, як правило, з листової хромонікелевої сталі товщиною 1,5 мм зі штампованими ребрами жорсткості напівкруглого перерізу з такого ж листа. Стикування з двигуном по зовнішньому діаметру здійснюється через плаваюче кільце, по внутрішньому – телескопічно.

Газовідвід суднового двигуна Д050 показаний на рис. 5.48. Він призначений для відведення відпрацьованих газів у димову трубу корабля з поворотом потоку під кутом 70° до осі двигуна. Складається з корпусу 5, задньої стінки 4 і внутрішнього кожуха 3.

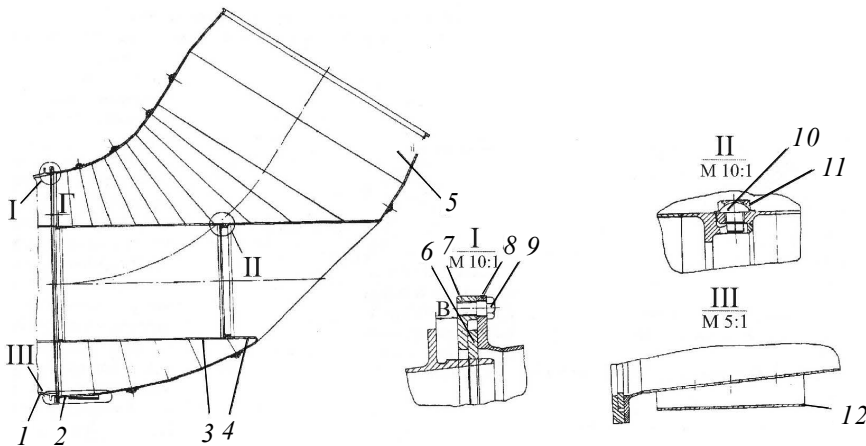


Рис. 5.48. Коліноподібний газовідвід двигуна Д050 [22, с. 65]:

1 – корпус турбіни; 2 – кожух; 3 – внутрішній кожух; 4 – задня стінка;
5 – корпус газовідводу; 6 – плаваюче кільце; 7 – кільце; 8 – фланець;
9, 11 – гвинти; 10 – шайба-замок; 12 – ребро

Корпус газовідводу зварної конструкції з листової сталі, з'єднується із задньою стінкою 4 у нероз'ємний вузол. Його верхня частина виконана конусною і вільно входить у димову трубу корабля.

Задня стінка 4 – порожнистий зрізаний циліндр, виготовлений з листової сталі. Її задній кінець приварений до корпусу газовідводу, а передній край закінчується фланцем.

Внутрішній кожух 3 виконаний у вигляді порожнистого зрізаного конуса з телескопічними кільцями на кінцях. З'єднання його з корпусом турбіни і задньою стінкою – телескопічного типу. Положення внутрішнього кожуха фіксується шістьма гвинтами 11, укрученими в передній фланець задньої стінки 4, які входять в отвори заднього кільця кожуха 3 (див. елемент II).

З'єднання газовідводу із зовнішнім корпусом турбіни здійснюється через плаваюче кільце 6, яке притискається кільцем 7 до фланця 8 корпусу газовідводу. Кільце 7 кріпиться до фланця корпусу гвинтами 9.

Для забезпечення можливості теплового розширення в місці з'єднання корпусу газовідводу і внутрішнього кожуха з корпусом турбіни передбачені монтажні зазори В та Г.

У нижній частині газовідводу (див. елемент III) зроблені три дренажних отвори для відведення в теплоізолюючий кожух газовідводу палива і масла, які можуть потрапити туди з двигуна.

Для збільшення жорсткості корпус газовідводу має ребра 2 (рис. 5.49). Для кріплення газовідводу до теплоізолюючого кожуха на його корпус приварені чотири опори 1 та 3 з отворами під болти.

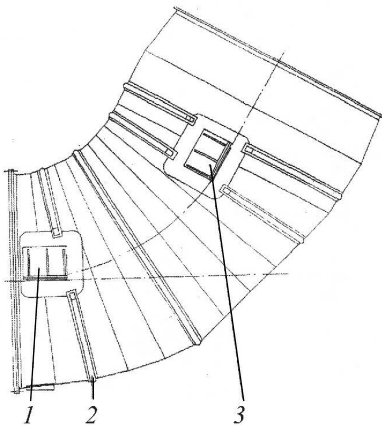


Рис. 5.49. Корпус газовідводу двигуна Д050 [22, с. 66]:
1, 3 – опори; 2 – ребро жорсткості

5.5. Рами і теплозвукоізолюючі контейнери (кожухи)

Для забезпечення більшої жорсткості до фундаменту газотурбінний двигун кріпиться на рамі. Конструкція рами і спосіб її з'єднання з двигуном повинні враховувати можливе теплове розширення корпусу двигуна, а для транспортних ГТА також зводити до мінімуму можливі динамічні навантаження (наприклад, від бортової і кільової хитавиці при використанні на судах і т. п.).

Розглянемо як приклад раму суднового двигуна Д050. Розташування на ній двигуна і допоміжних механізмів показане на рис. 5.50.

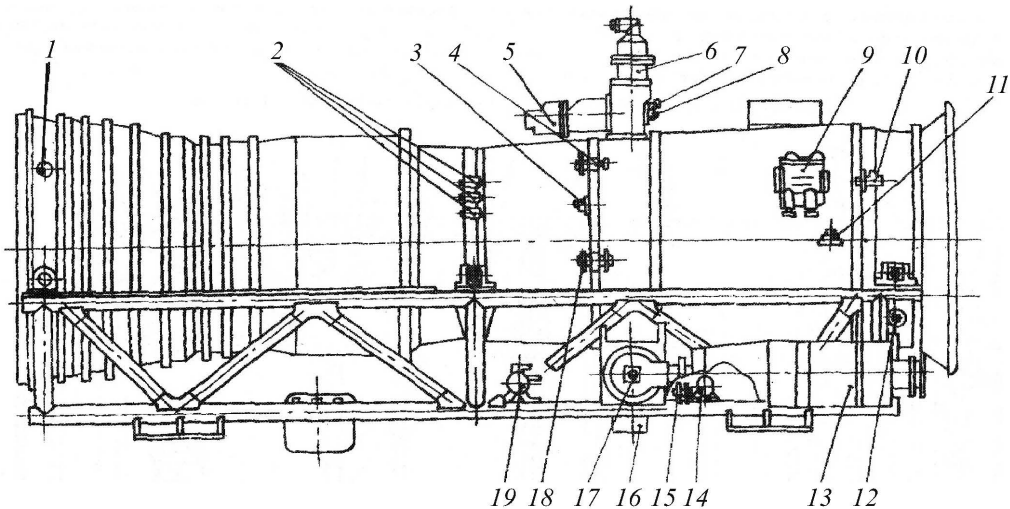


Рис. 5.50. Розташування двигуна Д050 і допоміжних механізмів на рамі (вигляд з правого боку) [22, с. 87]:

- 1 – датчик обертів; 2, 10, 12 – датчики тиску; 3 – запірний клапан; 4 – клапан зливу;
 5 – паливний насос-регулятор; 6 – центрифуга; 7 – датчик тахометра;
 8, 17 – відцентрові датчики; 9, 14 – фільтри масляний і паливний; 11, 15 – сигналізатори тиску;
 13 – турбостартер; 16 – маслоагрегат; 18 – електромагнітний кран;
 19 – нагнітальний масляний електронасос

Рама (рис. 5.51) являє собою зварну конструкцію з двох бічних ферм 1 трубчастого перерізу, з'єднаних між собою в трьох місцях поперечними ребрами.

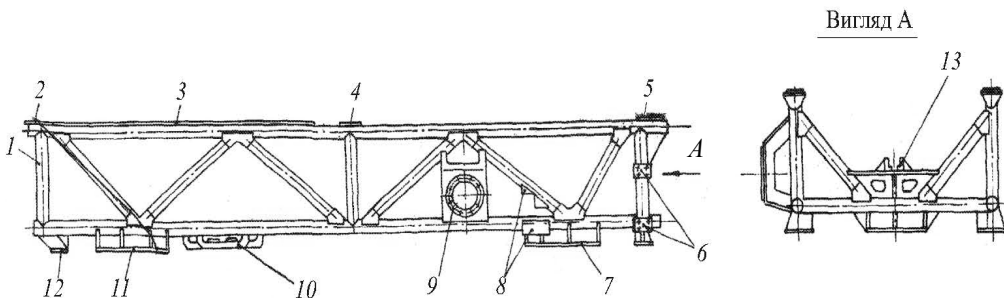


Рис. 5.51. Рама двигуна Д050 [22, с. 82]:

- 1 – бічні ферми; 2, 4, 5 – площадки кріплення двигуна;
 3 – площадки кріплення кожуха; 6 – плати кріплення турбостартера;
 7, 11, 12 – площадки кріплення рами до фундаменту; 8 – плати кріплення кронштейна електростартера (для модифікації Д050Л1); 9 – фланець кріплення виносної коробки приводів; 10 – кронштейн кріплення маслобака; 13 – коробка фіксатора

На верхній частині рами приварені шість площадок 2, 4 та 5 для кріплення опор двигуна і площадки 3 для кріплення кожуха двигуна. На нижній частині приварені шість площадок 7, 11 та 12, за допомогою яких рама кріпиться до фундаменту корабля, і кронштейн 10 для кріплення маслобака.

З правого боку рами на виносному кронштейні приварений фланець 9 для кріплення виносної коробки приводів, на передньому стояку – плати 6 для кріплення турбостартера (при модифікації двигуна Д050Л) або плати 8 для кріплення кронштейна електростартера (при модифікації Д050Л1).

На поперечних ребрах приварені три коробки фіксаторів 13, за допомогою яких двигун фіксується від поперечних переміщень.

Двигун установлюється і кріпиться на рамі на шести опорах.

Передні і середні опори (рис. 5.52, *а*) за конструкцією аналогічні; вони сприймають вагу двигуна, допускаючи осьовий зсув при тепловому подовженні його корпусу.

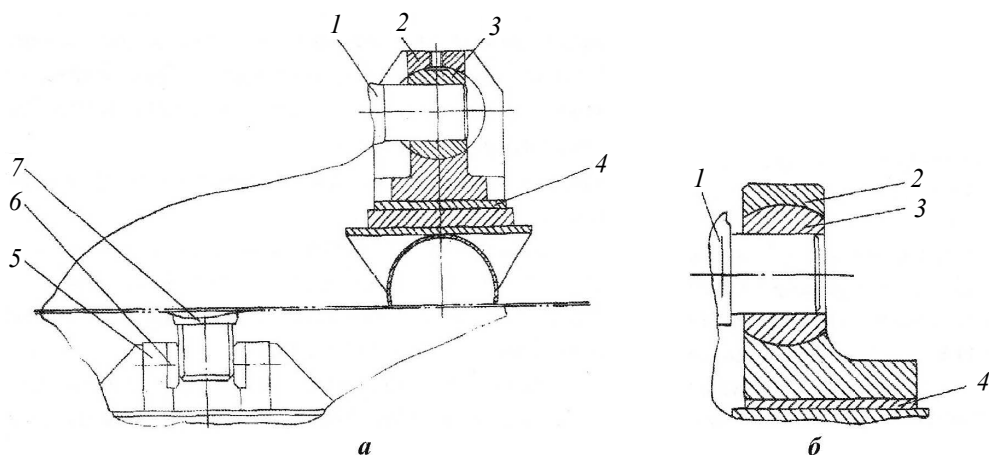


Рис. 5.52. Передня (*а*) і задня (*б*) опори кріплення двигуна Д050 до рами [22, с. 83]:

1 – цапфа; 2 – корпус опори; 3 – вкладиш; 4 – прокладка;
5 – коробка фіксатора; 6 – регулювальні планки; 7 – фіксатор

Сприйняття ваги здійснюється цапфами 1, закріпленими (з правого і лівого боку) на передньому корпусі КНТ і задньому корпусі КВТ. Цапфи входять у циліндричні вкладиші 3, установлені в корпусах опор 2.

Опори кріпляться до рами: передні – чотирма гвинтами, середні – чотирма болтами кожна. Між опорою і рамою встановлюються прокладки 4, призначені для регулювання двигуна по висоті.

Осьовий зсув двигуна забезпечується можливістю ковзання вкладиша 3 в корпусі опори.

Поперечна (колова) фіксація досягається встановленням фіксаторів 7 на передньому корпусі КНТ і задньому корпусі КВТ у пазах, які утворені регулювальними планками 6, установленними в корпусах фіксаторів 5.

Дві задні опори (див. рис. 5.52,б), установлені на опорному вінці силової турбіни, сприймають вагу двигуна і фіксують його в осьовому напрямку.

Цапфи 1, які закріплені на опорному вінці силової турбіни, входять у сферичні втулки 3, установлені в корпусах задніх опор 2. Кожна опора кріпиться до рами чотирма болтами. Призначення прокладок 4 аналогічне призначенню прокладок передніх і середніх опор.

У поперечному (коловому) напрямку фіксація здійснюється за допомогою фіксатора, конструкція якого аналогічна передньому фіксатору.

Необхідно відзначити, що така опорна схема передбачає осьовий зсув корпусу двигуна при нагріванні в бік входу повітря. Проте жодних додаткових навантажень не буде передаватися при тепловому розширенні в бік привідного механізму (розташованого за двигуном).

Розглянемо кріплення на рамі енергетичного двигуна UGT 25000 підприємства ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект" (рис. 5.53).

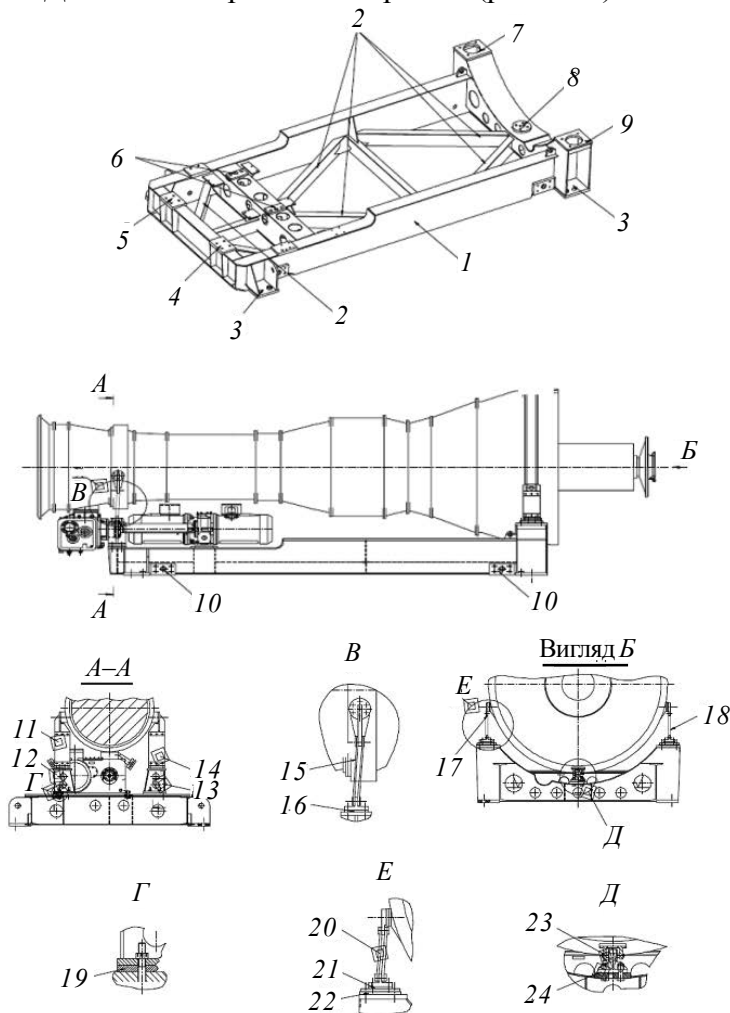


Рис. 5.53. Рама та опори двигуна UGT 25000 [28, с. 48–49]

Рама складається з поздовжніх 1 і поперечних 2 двотаврових балок. У нижній частині рами розташовані опорні площадки 3, якими вона кріпиться до двигуна, у верхній частині – площадки 4 та 5 для кріплення тумб 12 та 13 під передні гнучкі опори; у передній частині – площадки 6 для кріплення виносної коробки приводів, у задній частині – опорні площадки 7 та 9 для кріплення задніх опор двигуна і площадка 8 під фіксатор 24 двигуна.

Двигун кріпиться до рами за допомогою чотирьох гнучких опор 11, 14, 17 та 18.

Передні опори 11 та 14 сприймають вагу двигуна і фіксують його в поперечному напрямку. Вони складаються з двох гнучких пластин 15, прикріплених до верхнього і нижнього опорних фланців за допомогою притискних планок і призонних болтів. Опори 11 та 14 верхньою частиною кріпляться до корпусу компресора гвинтами, а нижньою – до тумб 12 та 13 через регулюючі прокладки 16. Тумби 12 та 13 установлюються на раму через регулюючі прокладки 19, які забезпечують взаємозамінність двигунів на рамі.

Задні опори 17 та 18 сприймають вагу двигуна і фіксують його в поздовжньому (осьовому) напрямку. Опори складаються з двох гнучких пластин 20, прикріплених до верхнього і нижнього опорних фланців за допомогою притискних планок та призонних болтів. Вони кріпляться до цапф опорного вінця силової турбіни і встановлюються через регулюючі прокладки 21 та проміжну плиту 22 на раму. Проміжна плита 22 забезпечує взаємозамінність двигунів на рамі, а регулюючі прокладки 21 – регулювання положення двигуна по висоті.

У поперечному напрямку фіксація двигуна здійснюється фіксатором 24. Планки 23, які закріплені гвинтами, служать для регулювання зазорів у фіксаторі в поперечному напрямку.

На бічних сторонах рами передбачені чотири плати 10 для кріплення технологічних полозів викочування двигуна.

Газотурбінний двигун є джерелом значного теплового випромінювання та шуму високої інтенсивності, внаслідок чого перебування людей у відсіку, де знаходиться двигун, є неможливим, якщо двигун не розміщений усередині **спеціального контейнера або кожуха**.

Основними елементами контейнерів є панелі, виготовлені зі звукопоглинальних і теплоізолюючих матеріалів.

При конструюванні подібних контейнерів необхідно враховувати, що розташувати двигун у товстому шарі ізолюючого матеріалу не є можливим, оскільки в такому випадку тепловіддача від корпусу двигуна назовні погіршиться і корпус перегріється.

Потрібно передбачити доступ усередину контейнера. Панелі за необхідності повинні легко зніматися, щоб полегшити швидко заміну двигуна.

Охолодження простору всередині контейнера, здійснюване звичайно повітрям, необхідне через високу температуру поверхонь газотурбінного двигуна. На рис. 5.54 наведено графік температури поверхні корпусу суднового двигуна LM2500 при роботі на номінальному режимі та з урахуванням прокачування охолоджуючого повітря через контейнер.

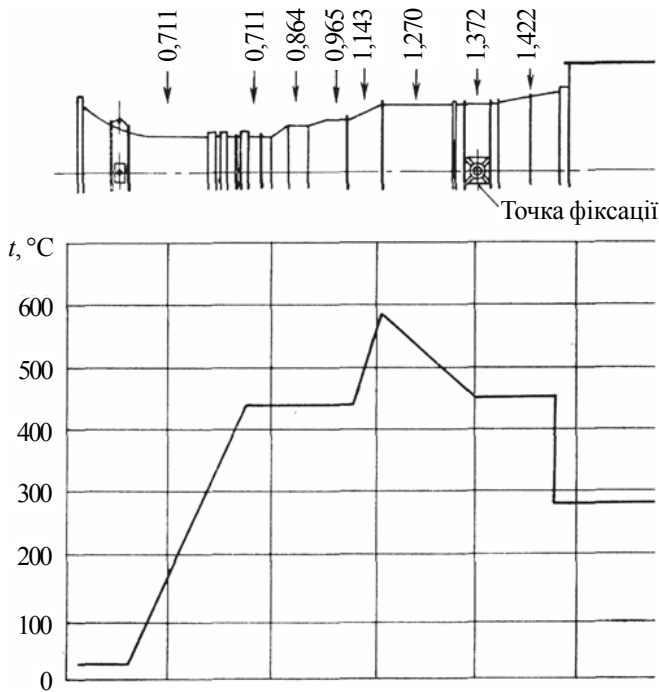


Рис. 5.54. Температура поверхні корпусу двигуна LM2500 на номінальному режимі (у верхній частині рисунка наведені приблизні значення діаметрів у метрах) [3, с. 282]

Прокачування охолоджуючого повітря через контейнер може здійснюватися або за рахунок ежекційної дії вихідного струменя димових газів у газоході, або за рахунок роботи нагнітального вентилятора.

На рис. 5.55 та 5.56 (також див. рис. 5.4) показане розміщення різних суднових газотурбінних двигунів у теплозвукоізолюючих контейнерах.

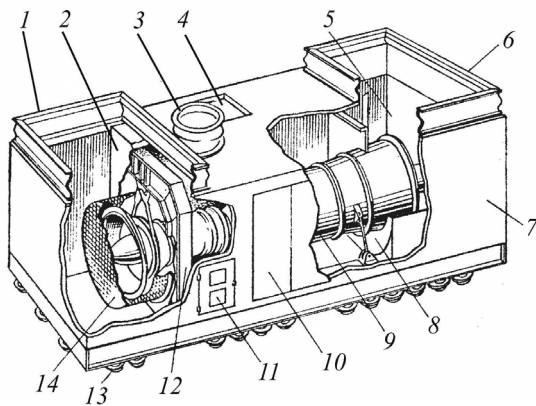


Рис. 5.55. Розміщення двигуна LM2500 в теплозвукоізолюючому контейнері:

- 1 – компенсатор повітроприймального патрубку; 2 – перегородка контейнера;
- 3 – труба надходження повітря на охолодження контейнера; 4 – люк; 5 – газовідвід;
- 6 – компенсатор газовідводу; 7 – контейнер; 8 та 12 – опори ГТД; 9 – двигун;
- 10 – знімна панель; 11 – двері; 13 – амортизатори; 14 – вхідна сітка

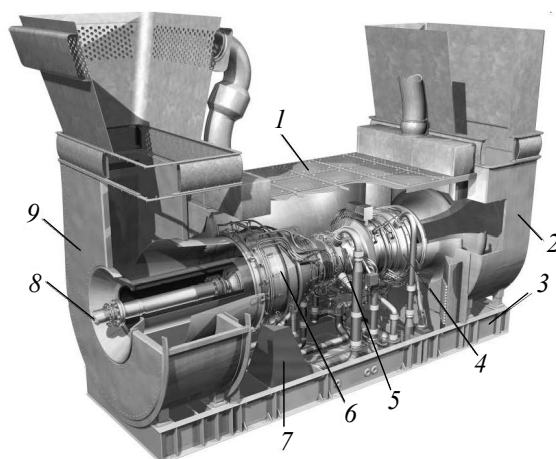


Рис. 5.56. Газотурбінний агрегат з двигуном MT30 компанії "Rolls-Royce plc":

1 – контейнер; 2 – повітропідвід; 3 – рама; 4 – газогенератор ГТД;
5 – камера згоряння; 6 – силова турбіна; 7 – блок агрегатів системи змащення;
8 – вал відбору потужності; 9 – газовідвід

У деяких випадках теплозвукоізолюючий контейнер установлюють тільки над гарячою частиною двигуна, до якої переважно належать останні ступені компресора, камера згоряння і турбіна. При цьому для його позначення часто використовується термін **теплозвукоізолюючий кожух**. Прикладом такої конструкції є кожух суднового двигуна Д050 (рис. 5.57).

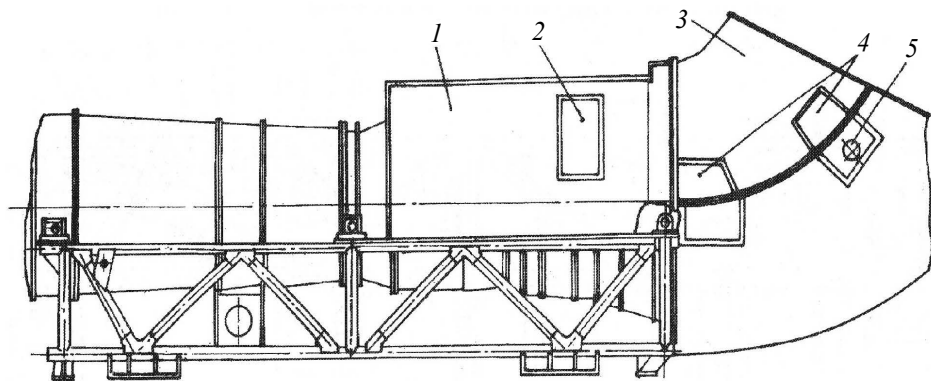


Рис. 5.57. Кожух двигуна Д050 та газовідводу [22, с. 85]:

1, 3 – кожухи; 2, 4 – люки; 5 – цапфа

Кожух двигуна 1 кріпиться до рами двигуна за допомогою болтів. Складається з однієї секції з поздовжнім роз'ємом у вертикальній площині. Половинки секції кожуха з'єднані одна з одною фланцями за допомогою болтів.

Секція кожуха має у верхній частині люк 2 для огляду і заміни термопар. З двигуном кожух не має жорсткого зв'язку.

Кожух газовідводу 3 є теплозвукоізолюючим, утворює повітряну порожнину навколо газовідводу. Через цю порожнину внаслідок ежекційної дії вихідних газів прокачується холодне повітря, що забезпечує охолодження газовідводу. Кожух складається з двох частин – верхньої і нижньої, з'єднаних між собою фланцями за допомогою болтів. На нижній частині є дві знімні цапфи 5 для кріплення до корабельного фундаменту, а на верхній частині – чотири люки 4 для доступу до опор газовідводу.

Кожух газовідводу 3 прикріплений фланцями за допомогою болтів у верхній частині до кожуха двигуна 1, а в нижній – до рами. До фланця верхньої частини кожуха кріпиться корабельний газохід.

Під теплозвукоізолюючим контейнером (кожухом) часто встановлюють спеціальну **систему пожежогасіння**. Така система необхідна, оскільки по трубопроводах двигуна під тиском подаються паливо, масло системи змащення, масло гідравлічної системи регулювання, а гарячі поверхні корпусу можуть стати джерелом їх займання в разі витoku або розриву трубопроводу. Візуальне виявлення і гасіння пожежі вручну утруднені тим, що двигун знаходиться всередині кожуха. З цієї причини важливо забезпечити дистанційне виявлення пожежі та вмикання аварійної сигналізації, а також подачу пожежогасильного агента за допомогою системи з дистанційним керуванням.

Найбільш ефективно гасіння палаючих нафтопродуктів здійснюється водою (через одержуваний при кипінні водяний туман). Для цієї ж мети придатні також вуглекислий газ, сухі хімічні речовини у вигляді піни та галоїдні вуглеводні.

Контрольні питання і завдання

1. Поясніть призначення вхідних пристроїв газотурбінних агрегатів.
 2. Які особливості будови вхідних пристроїв осьового, кільцевого та радіального типів?
 3. Поясніть особливості будови корпусів осьових компресорів.
 4. Які особливості будови корпусів газових турбін?
 5. Охарактеризуйте будову газовипускних пристроїв осьового типу.
 6. Проаналізуйте будову газовипускних пристроїв радіального типу.
 7. Поясніть призначення та будову рам газотурбінних агрегатів.
 8. Охарактеризуйте призначення та будову теплозвукоізолюючих контейнерів газотурбінних агрегатів.
-

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Бешинский, Ю. В.** Выхлопные патрубки газотурбинных двигателей: опыт создания и новые разработки [Текст] / Ю. В. Бешинский, С. Н. Вершковский, О. Г. Жирицкий // Судовое и энергетическое газотурбостроение : науч.-техн. сб. : в 2 т. – Николаев : НПКГ "Зоря"–"Машпроект", 2004. – Т. 1. – С. 62–71.
2. **Воскресенский, В. А.** Расчет и проектирование опор скольжения [Текст] : справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.
3. **Вудворд, Дж.** Морские газотурбинные установки [Текст] / Дж. Вудворд. – Л. : Судостроение, 1979. – 360 с.
4. **Дашевский, Ю. Я.** Система охлаждения двигателя ГТД 110 [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, И. Г. Кузьмичева // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 199–204.
5. **Дашевский, Ю. Я.** Система регулирования радиального зазора ТВД двигателей нового поколения [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, И. И. Финько // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 210–215.
6. **Дроконов, А. М.** Подшипники турбинных установок [Текст] / А. М. Дроконов, А. В. Осипов, А. В. Бирюков. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2009. – 103 с.
7. **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1998. – 447 с.
8. **Жирицкий, Г. С.** Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин [Текст] / Г. С. Жирицкий, В. А. Струнkin. – М. : Машиностроение, 1968. – 520 с.
9. **Жирицкий, О. Г.** Особенности конструкции, характеристики и доводка выхлопных патрубков газотурбинных двигателей НПП "Машпроект" [Текст] / О. Г. Жирицкий, В. Т. Федан // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 189–194.

10. **Иванов, М. Н.** Детали машин [Текст] / М. Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1976. – 399 с.
11. **Иноземцев, А. А.** Газотурбинные двигатели [Текст] / А. А. Иноземцев, В. Л. Сандрацкий. – Пермь : Изд-во ОАО "Авиадвигатель", 2006. – 1204 с.
12. **Исаков, Б. В.** Выхлопные патрубки газотурбинных двигателей разработки ЦНИОКР "Машпроект" [Текст] / Б. В. Исаков, Ю. В. Бешинский, В. Т. Федан // Энергетика : зб. наук. праць. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – С. 30–38.
13. Конструкция авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / под ред. А. В. Штоды. – М. : Воениздат, 1961. – 412 с.
14. **Мандель, В. С.** Предельные нагрузки и расчет на прочность элементов ротора турбомашины [Текст] : учеб. пособие / В. С. Мандель. – Николаев : НКИ, 1972. – 114 с.
15. **Манушин, Э. А.** Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок [Текст] / Э. А. Манушин, И. Г. Суровцев. – М. : Машиностроение, 1990. – 400 с.
16. Организация и технология производства в судовом газотурбостроении [Текст] : техн. сб. / под общ. ред. В. В. Сорочана. – Николаев : ПО "Заря", 2000. – 272 с.
17. **Паллей, З. С.** Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / З. С. Паллей, И. М. Королев, Э. В. Ровинский. – М. : Транспорт, 1967. – 426 с.
18. **Патлайчук, В. М.** Деталі проточних частин турбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 1999. – 67 с.
19. **Патлайчук, В. М.** Ротори турбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2001. – 60 с.
20. **Перель, Л. Я.** Подшипники качения [Текст] : справочник / Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.
21. Подшипники качения [Текст] : справочник-каталог / под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
22. **Романовский, Г. Ф.** Устройство газотурбинного двигателя Д050 агрегата М10 [Текст] : учеб. пособие : в 3 ч. Ч. 1. Конструкция газотурбинного двигателя / Г. Ф. Романовский, Ю. О. Султанский, В. И. Харченко. – Николаев : НУК, 2009. – 92 с.
23. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати [Текст] : навч. посіб. : у 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2005. – 344 с.
24. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати [Текст] : навч. посіб. : у 2 т. Т. 2. Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2008. – 420 с.
25. **Романовський, Г. Ф.** Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 292 с.

26. **Седько, М. П.** Аналіз перспективних конструкцій безконтактних торцевих ущільнень судових турбомашин [Текст] / М. П. Седько, В. М. Патлайчук // Сучасний стан та проблеми двигунобудування : матеріали міжнарод. наук.-техн. конф. – Миколаїв : НУК, 2010. – С. 83–85.

27. **Скубачевский, Г. С.** Авиационные газотурбинные двигатели: конструкция и расчет деталей [Текст] / Г. С. Скубачевский. – М. : Машиностроение, 1981. – 550 с.

28. **Спіцин, В. Є.** Будова газотурбінного двигуна типу UGT 25000E [Текст] : навч. посіб. : у 2 ч. Ч. 1. Конструкція газотурбінного двигуна / В. Є. Спіцин, В. І. Харченко. – Миколаїв : НУК, 2007. – 52 с.

29. **Спицын, В. Е.** Внедрение радиально-торцевых контактных уплотнений на двигателе ДТ71 [Текст] / В. Е. Спицын, Ю. Я. Дашевский, А. П. Ищенко // Энергетика : зб. наук. праць. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – С. 47–52.

30. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД [Текст] : в 2 ч. Ч. 1. Лопатки компрессора и вентилятора / В. А. Богуслаев [и др.]. – Запорожье : Изд-во ОАО "Мотор Сич", 2003. – 396 с.

31. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД [Текст] : в 2 ч. Ч. 2. Лопатки турбины / В. А. Богуслаев [и др.]. – Запорожье : Изд-во ОАО "Мотор Сич", 2003. – 420 с.

32. **Чернавский, С. А.** Подшипники скольжения [Текст] / С. А. Чернавский. – М. : Машиностроение, 1963. – 243 с.

33. **Шварц, В. А.** Конструкции газотурбинных установок [Текст] / В. А. Шварц. – М. : Машиностроение, 1970. – 436 с.

34. **Шипицын, Б. Н.** Электронно-лучевая сварка в проектировании и производстве судовых и энергетических газотурбинных двигателей [Текст] / Б. Н. Шипицын // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 270–274.

35. The jet engine [Текст] / [б. а.]. – [Б. м.] : Renault Printing Co., 1996. – 278 p.

36. **Wear, J. D.** Performance of semi-transpiration cooled liner in high-temperature rise combustor [Текст] / J. D. Wear, A. M. Trout, J. M. Smith. – Cleveland : NASA, 1981. – 19 p.



ЗМІСТ

Перелік умовних скорочень	3
1. Деталі проточної частини	4
2. Ротори осьових турбомашин	47
3. Опори турбомашин	82
4. Ущільнення турбомашин	122
5. Корпуси газотурбінних агрегатів	148
Список літератури	192



УДК 621.438(075)

ББК 31.363.3я73

Р 69

Романовский Г. Ф.

- Р 69 Газотурбинные агрегаты : учебное пособие : в 2 ч. Ч. 2. Элементы конструкций / Г. Ф. Романовский, С. И. Сербин, В. Н. Патлайчук. – Николаев : НУК, 2017. – 196 с.

Рассмотрено устройство и особенности применения основных элементов конструкций газотурбинных агрегатов: деталей проточной части, роторов осевых турбомашин, опор и уплотнений турбомашин, корпусов газотурбинных агрегатов. Приведен анализ используемых конструкций.

Предназначено для студентов технических вузов, обучающихся по специальностям 142 "Энергетическое машиностроение", 144 "Теплоэнергетика" и 271 "Речной и морской транспорт". Учебное пособие может быть полезным для инженерно-технических работников, которые занимаются проектированием и созданием газотурбинных агрегатов.

Romanovsky G.

- Р 69 Gas-turbine plants : textbook : in 2 parts. Part 2. Structural elements / G. Romanovsky, S. Serbin, V. Patlaichuk. – Mykolaiv : NUS, 2017. – 196 p.

The structure and application of basic elements of gas turbine engines (nozzles, blades, rotors of axial compressors and turbines, bearings, seals and casings) were reviewed. The analysis of used gas turbine plants was given.

The textbook is intended for the students of technical high schools training on specialities "Power engineering", "Thermal Energy" and "River and sea transport". The book can be useful to the technical staff that is engaged in designing, manufacture and operation of gas turbine units.

Навчальне видання

РОМАНОВСЬКИЙ Георгій Федорович
СЕРБІН Сергій Іванович
ПАТЛАЙЧУК Володимир Миколайович

ГАЗОТУРБІННІ АГРЕГАТИ

Навчальний посібник

У двох частинах

Частина 2

Елементи конструкцій

Редактор *М. Д. Бєлікчі*
Комп'ютерне складання та верстання *А. Д. Літвінова*
Коректор *М. О. Паненко*

Формат 70×100/16. Ум. друк. арк. 16,0. Тираж 100 прим. Вид. № 8. Зам. № 25.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025, e-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2506 від 25.05.2006 р.