

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Є. В. Марценюк

РОЗРАХУНОК ЗАМКІВ РОБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРІВ І ТУРБІН

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2024

УДК 621.452.3-226.001.24(075.8)
М25

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. О. Я. Качан,
канд. техн. наук Ю. Ф. Басов

Марценюк, Є. В.

М25 Розрахунок замків робочих лопаток компресорів і турбін [Текст] :
навч. посіб. / Є. В. Марценюк. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т
ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2024. – 52 с.

ISBN 978-966-662-928-2

Описано конструкції різних способів з'єднання робочих лопаток авіаційних ГТД з дисками. Розглянуто переваги й недоліки найбільш поширених типів з'єднань. Викладено методику і наведено приклади розрахунків замкових з'єднань на міцність.

Для студентів, які навчаються за спеціальністю «Авіаційна та ракетно-космічна техніка».

Іл. 25. Табл. 6. Бібліогр.: 8 назв

УДК 621.452.3-226.001.24(075.8)

ISBN 978-966-662-928-2

© Марценюк Є. В., 2024
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2024

ВСТУП

Міцність і надійність деталей авіаційних ГТД закладаються на етапі проєктування і підтверджуються під час доведення та сертифікації.

Забезпечення міцності деталей ГТД на етапі проєктування полягає в розрахунково-експериментальному аналізі з використанням методів математичного й фізичного моделювання, моделей теплового й напружено-деформованого станів, досвіду створення, доведення та експлуатації двигунів-прототипів.

Методи забезпечення міцності деталей ГТД на стадії проєктування мають аналітичний характер. При цьому використовуються науково-технічний доробок і попередній досвід створення й експлуатації двигунів.

Методи підтвердження міцності деталей на стадіях доведення та сертифікації, а також методи забезпечення безпечної експлуатації зазвичай мають експериментальний характер.

Досвід створення, доведення та експлуатації авіаційних ГТД свідчить про те, що для забезпечення міцності деталей двигунів під час проєктування, доведення та сертифікації необхідно виконати певні вимоги до розрахунків на міцність і матеріалів, а також до технології виготовлення й конструкції деталей і вузлів.

Для кожного створюваного двигуна виокремлюють групу деталей (основні деталі), проєктування, доведення, сертифікація та експлуатація яких потребує підвищеної уваги, жорсткої регламентації вимог до їх міцності й ресурсу, до матеріалів, з яких ці деталі виготовляються.

1 ВИМОГИ ДО З'ЄДНАНЬ

Однією з особливостей проєктування лопаток є одночасне вирішення всіх багатопланових проблем щодо якості лопаток. Унаслідок цього в проєктуванні беруть участь фахівці всіх наукових напрямів. Методика проєктування будується за ітеративним принципом. Спочатку визначають геометричні форми профілів лопатки, потім – форму пера в цілому, а також уточнюють аеродинамічні та міцнісні характеристики лопатки. Далі проєктують її хвостовик, кінцеві та інші елементи конструкції. Остаточне оцінювання результатів проєктування проводять найбільш досконалими розрахунковими методами та перевіркою експериментом.

Тип з'єднання лопаток із дисками вибирають на основі специфічних особливостей роботи вузла.

У сукупності із загальними вимогами, характерними для ГТД у цілому, місця з'єднання лопаток з дисками мають відповідати таким вимогам:

- забезпечення розміщення необхідної кількості лопаток у диску;
- забезпечення необхідної міцності кріплення при мінімальній масі хвостовика;
- створення однакової жорсткості кріплення всіх лопаток для забезпечення передбаченого конструктором розкиду частот власних коливань;
- забезпечення необхідної точності встановлення лопаток у диску та незмінності їх положення під час роботи;
- забезпечення технологічності при виготовленні, простоти складання й заміни лопаток в умовах експлуатації.

Кожен замок не може повністю відповідати всім зазначеним вище вимогам, оскільки деякі з них є суперечливими. Вибрана конструкція замка має максимально задовольняти вимоги для певного газотурбінного двигуна.

Для встановлення лопаток на ободі диска виконують поздовжні пази, зорієнтовані в більшості випадків під кутом до твірної обода. Таке положення паза дає змогу розмістити на ободі диска більше лопаток, якщо кут паза узгоджується з кутом установлення профілю кореневого перерізу лопатки.

Хвостовики лопаток і пази в диску виготовляють протягуванням, фрезеруванням або точінням.

2 ТИПИ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЛОПАТОК ГТД

2.1 Циліндричний замок

Циліндричний замок (рисунок 2.1) широко застосовувався в одних із перших ГТД (РД-20 та ін.). За конструкцією такий замок є простим, досить міцним і легким, технологічно доступним.

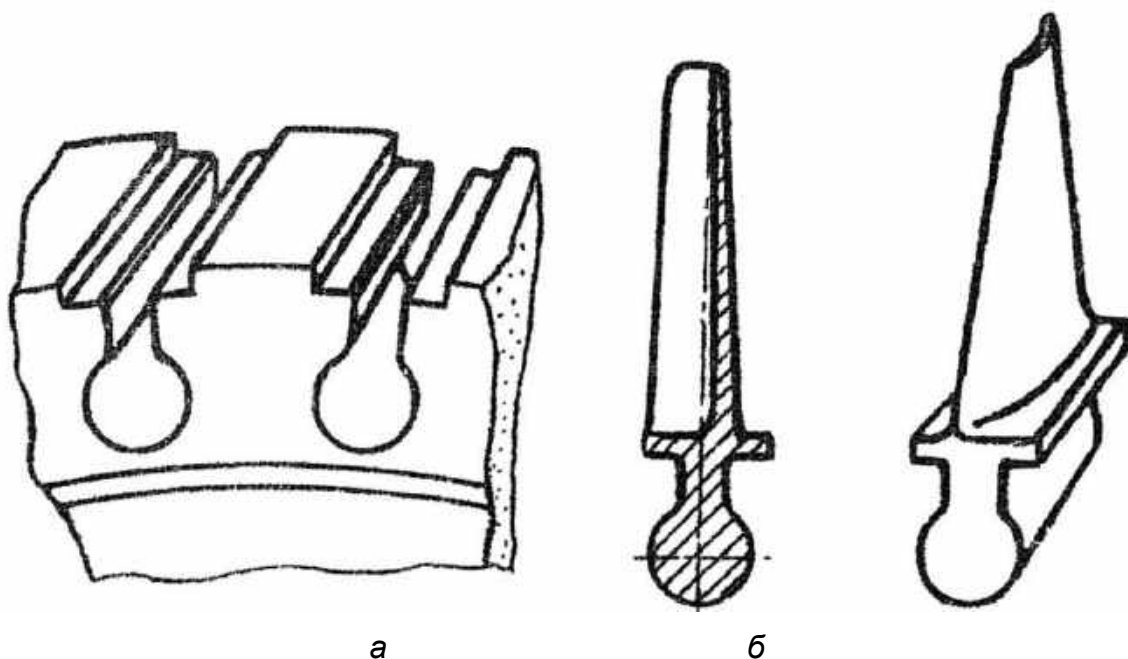


Рисунок 2.1 – Циліндричний замок: а – обід диска; б – лопатка

Через значне послаблення обода диска пазами розміщення необхідної кількості лопаток є ускладненням. Застосування шахового розташування пазів (чергування довгих і коротких ніжок замків) суттєво збільшує ширину обода. З цих причин циліндричний тип замка в сучасних конструкціях ГТД не використовується.

2.2 Замок типу «ластівчин хвіст»

Тип замкового з'єднання «ластівчин хвіст» характеризується конструктивною простотою та високою технологічністю. Велика площа контакту між хвостовиком лопатки й диском забезпечує хороше відведення тепла від лопатки.

З'єднання лопаток з дисками типу «ластівчин хвіст» використовується в більшості наявних ГТД для кріплення лопаток компресора. У цій конструкції хвостовик лопатки і паз диска в перерізі, перпендикулярному до осі паза, мають трапецієподібний профіль (рисунок 2.2, а). Кут α при вершині трапецієподібного профілю (рисунок 2.2, б) дорівнює $30^\circ \dots 40^\circ$. Хвостовики типу «ластівчин хвіст» можуть мати плоскі (рисунок 2.3, а) або кільцеві (рисунок 2.3, б) робочі поверхні.

Найчастіше застосовується посадка лопаток у диск із зазором $0,01 \dots 0,04$ мм (вільна посадка), що дає змогу здійснювати легкий монтаж і демонтаж лопаток. Вільна посадка забезпечує коливання в коловому напрямку, унаслідок чого відбувається деяке демпфірування коливань силами тертя при переміщенні лопатки в замку. Цей ефект відбувається на частотах обертання ротора до $0,7n_{max}$. При більш високих частотах обертання відцентрові сили притискають лопатку до диска і кріплення стає жорстким.

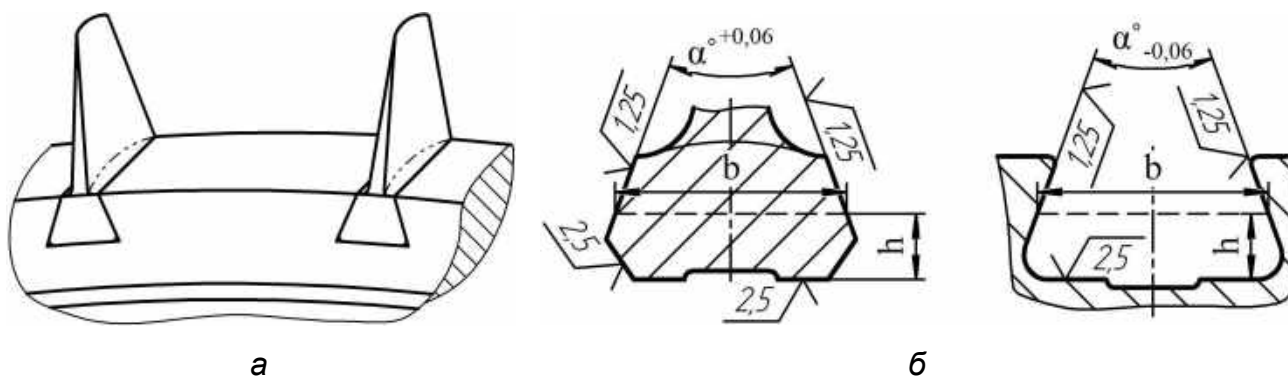


Рисунок 2.2 – З'єднання лопаток з дисками типу «ластівчин хвіст»:
а – з'єднання; б – хвостовик лопатки та паз диска

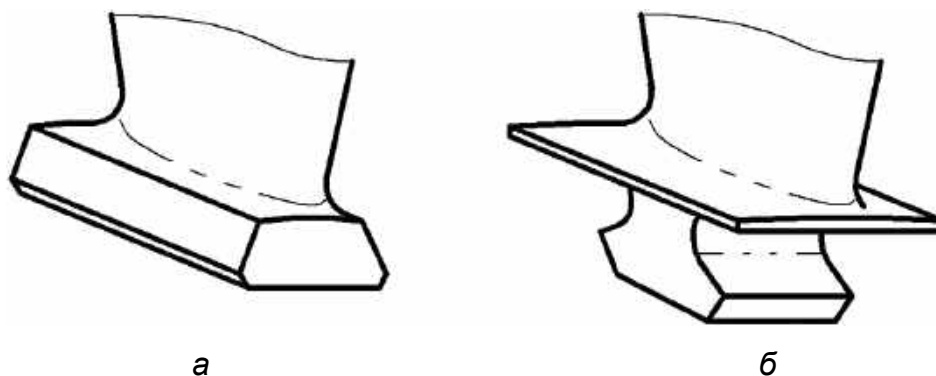


Рисунок 2.3 – Робочі поверхні хвостовиків: а – плоскі; б – кільцеві

Якщо для виключення резонансів із діапазону робочих режимів двигуна необхідно підвищити частоти власних коливань, тоді використовується посадка лопаток з натягом. Найбільша величина натягу в з'єднанні, вибрана з умови «неперевищення допустимих напружень», може становити 0,015 мм.

Для запобігання утворенню подряпин на поверхнях, полегшення складання-розбирання, а також демпфірування коливань лопатки її хвостовик покривають шаром міді або срібла завтовшки 0,003...0,005 мм.

Незалежно від типу посадки лопатки необхідно фіксувати, щоб запобігти їх переміщенню вздовж паза під дією аеродинамічних, відцентрових і випадкових сил. Фіксація лопаток може здійснюватися різними способами:

- індивідуальними контрвальними пластинами;
- осьовими й радіальними штифтами;
- суцільними або розрізними кільцями.

Індивідуальні контрвальні пластини. У дні лопаткового паза або хвостовика лопатки 3 виконують спеціально спрофільовані поглиблення, у які встановлюється фасонна частина пластини 2 (рисунок 2.4, а, б). Після розміщення лопатки в диску 1 кінці пластини відгинаються на лопатку (або диск). Пластина може бути не фасонною, а рівною, тоді вона має розрізи на

краях або розширення (рисунки 2.4, в, г). У цьому випадку фіксація лопатки здійснюється шляхом відгинання кінцевих елементів пластини як на лопатку, так і на диск.

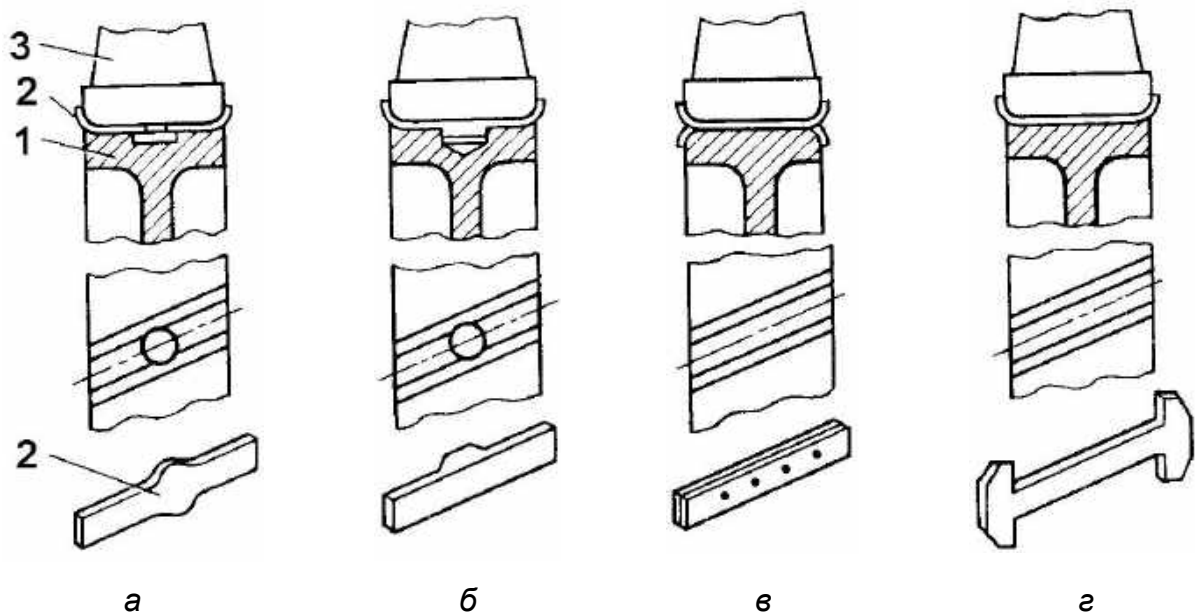


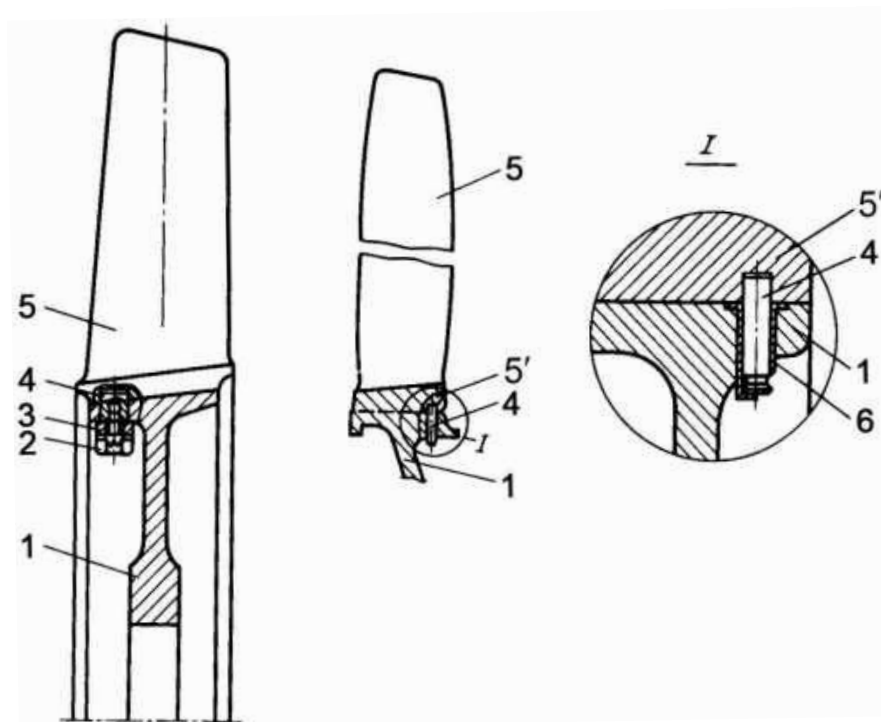
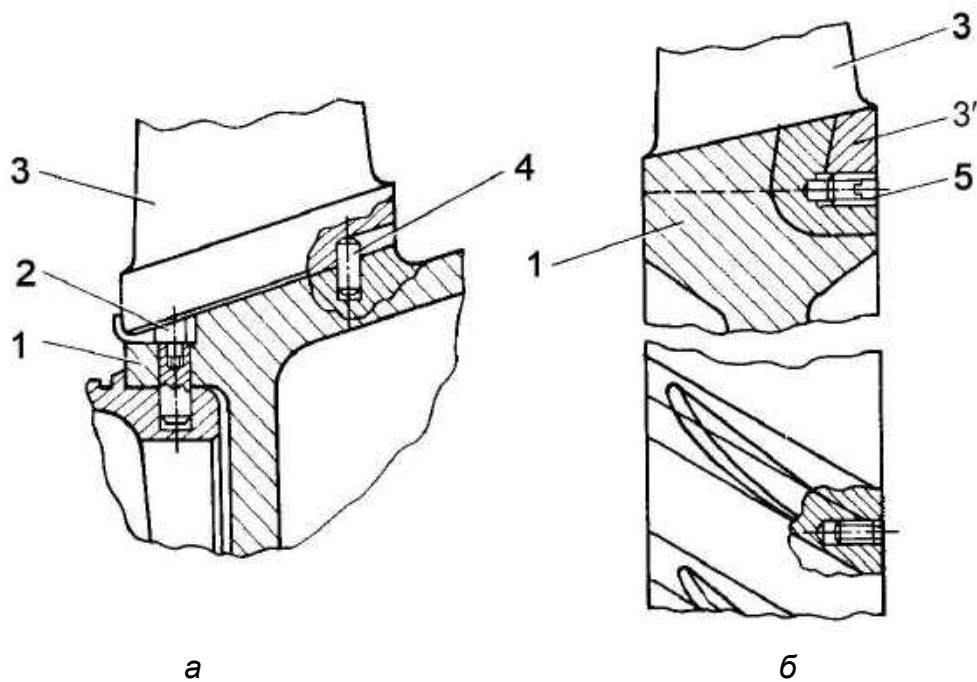
Рисунок 2.4 – Фіксація робочих лопаток індивідуальними пластинами

Лопатка може фіксуватися в один бік пластиною 2, а в інший – запресованим штифтом 4 (рисунки 2.5, а).

Осьові штифти. Застосовуючи для фіксації гладкі або нарізні штифти 5, отвори для них виконують на межі між хвостовиком 3' робочої лопатки 3 і дном паза в диску 1 (рисунки 2.5, б) після складання робочого колеса. Від випадання штифти фіксуються наступним робочим колесом. Істотними недоліками такого способу фіксації є неремонтопридатність робочого колеса та, у разі нарізних штифтів, підвищена концентрація напружень. Остання обставина призводить до зниження границі витривалості лопатки й диска.

Радіальні штифти. Для фіксації лопаток радіальними штифтами (рисунки 2.5, в) отвори в робочих лопатках 5 і диску 1 виконують окремо в кожній деталі. Потім у кожен отвір диска встановлюють контрвальну втулку 6. Під час складання робочого колеса отвори в лопатках і диску поєднують і вставляють у них штифти 4, а вусик контрвальної втулки загинають, щоб запобігти випаданню штифтів.

Суцільні кільця. У диску 1 виконують посадкове місце для кільця 2, яке встановлюється з перехідною посадкою. Хвостовики лопаток 3 мають проточки, які запобігають їх поздовжнім переміщенням (див. рисунок 2.5). Переміщення кільця в коловому напрямку унеможлиблюється встановленням радіального штифта.



в

Рисунок 2.5 – Фіксація робочих лопаток суцільним кільцем і штифтами

Розрізні кільця. У диску 4 і лопатках 2 проточують канавку 6 для встановлення загального пружного розрізного кільця 1 (рисунок 2.6), яке під час роботи двигуна притискається до лопаток відцентровою силою, а від переміщення в коловому напрямку фіксується спеціальним стопором 3, щоб розріз у кільці не потрапляв під лопатку. Для зняття кільця під час заміни лопаток у диску є спеціальні отвори 5. Використання загального

контрувального розрізного кільця дає змогу забезпечити більш точне взаємне положення лопаток в одній площині і, відповідно, підвищити стабільність балансування.

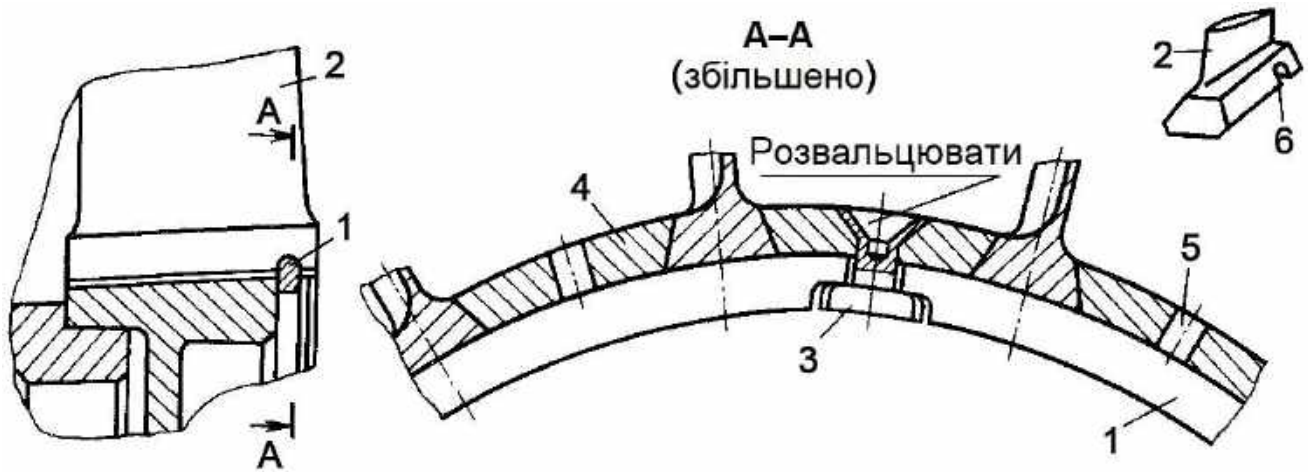


Рисунок 2.6 – Фіксація робочих лопаток загальним пружним розрізним кільцем

2.3 Кріплення робочих лопаток у кільцевому пазу

Кріплення лопаток (див. рисунок 2.3, б) у кільцевому пазу (рисунок 2.7) є досить технологічним у складанні, дає змогу встановлювати на кожному ступені задану кількість лопаток і меншою мірою впливає на міцність барабанної ділянки ротора, ніж при використанні трапецієподібного замка. Лопатки 2 разом з контрувальним замком 3 встановлюються в кільцевий паз 4 послідовно через спеціальне вікно 5, потім весь набір провертається на половину кроку, вікно закривається лопаткою і набір фіксується від переміщень у коловому напрямку нарізними штифтами. У трактових полицях крайніх лопаток, між якими знаходиться контрувальний замок, є пази 6 під цей замок.

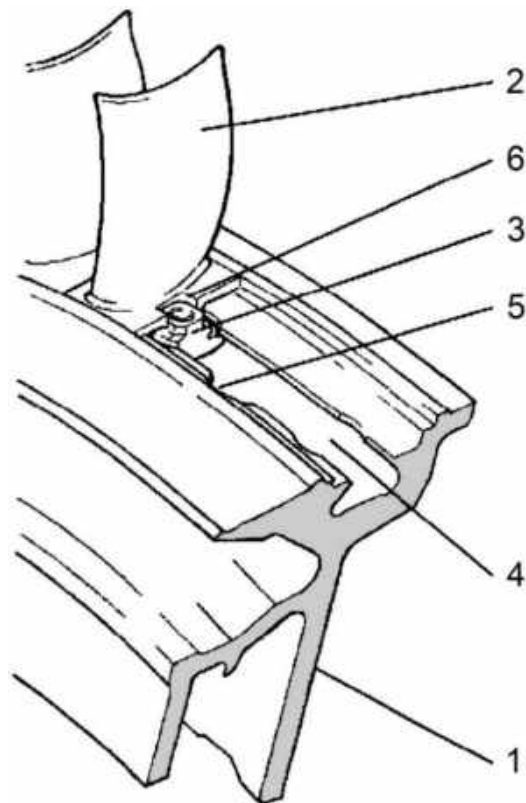


Рисунок 2.7 – Установлення лопаток з кільцевими робочими поверхнями: 1 – диск; 2 – лопатка; 3 – контрувальний замок; 4 – кільцевий паз; 5 – паз для введення лопаток і замка в кільцевий паз диска; 6 – паз в лопатці під контрувальний замок

2.4 Замок типу «вушко»

У літературі з'єднання типу «вушко» часто називають шарнірним. У цій конструкції передбачено встановлення лопатки 4 із зазором відносно штифта 2 і диска 1 (рисунок 2.8). Від осьового переміщення штифт фіксується втулкою 5 і заклепкою 3, розвальцьованою на втулку. Завдяки наявності проміжків лопатка під дією згинальних моментів від газових і відцентрових сил може повертатися навколо штифта, встановленого в диску з натягом. При цьому здійснюється практично повне взаємне зрівноваження діючих згинальних моментів, тобто згинальні напруження в лопатці зводяться до мінімуму, і під час розрахунків міцності лопатки ними можна знехтувати.

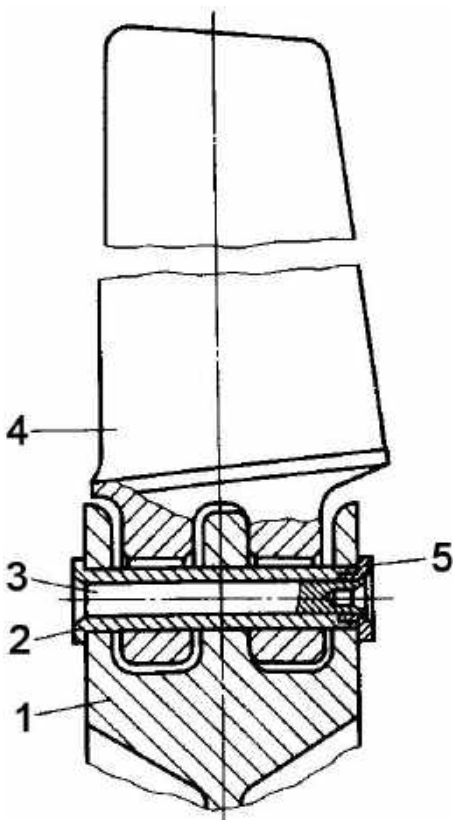


Рисунок 2.8 – З'єднання лопаток з дисками типу «вушко»

При з'єднанні лопаток з дисками типу «вушко» усуваються резонансні коливання за нижчими формами, а внаслідок тертя ковзання в шарнірі й аеродинамічного демпфірування знижуються вібраційні напруження за іншими формами в два-три рази порівняно з вібраційними напруженнями у з'єднаннях лопаток з дисками типу «ластівчин хвіст». Однак та ж рухомість з'єднання може призвести до підвищеного спрацювання або фретинг-корозії лопаток, диска та штифтів. Щоб запобігти цьому, слід вжити спеціальних заходів, наприклад нанести тверде мастило на основі двосірчастого молібдену, яким покривають вушко лопатки зсередини та з торців, а також зовнішню поверхню штифта. Ще одним заходом захисту поверхонь тертя у з'єднанні є нанесення зносостійких покриттів.

Певним недоліком такого з'єднання є те, що у складеному робочому колесі неможливо обробити торці лопаток з метою забезпечення мінімального радіального проміжку. Лопатки з шарнірним замком мають найбільшу масу серед розглянутих вище з'єднань. Отже з'єднання типу «вушко» можна використовувати тільки в робочих колесах, що мають порівняно невеликі колові швидкості (не більше 320 м/с) на периферії. В іншому випадку неможливо забезпечити умови міцності як для обода диска, так і для самого штифта. Через зазначені причини таке з'єднання в основному використовується в компресорах низького тиску турбореактивних і двоконтурних турбореактивних двигунів з малим ступенем двоконтурності. У сучасних двигунах з'єднання типу «вушко» застосовується рідко.

2.5 Замок ялинкового типу

Замок ялинкового типу зображено на рисунку 2.9.

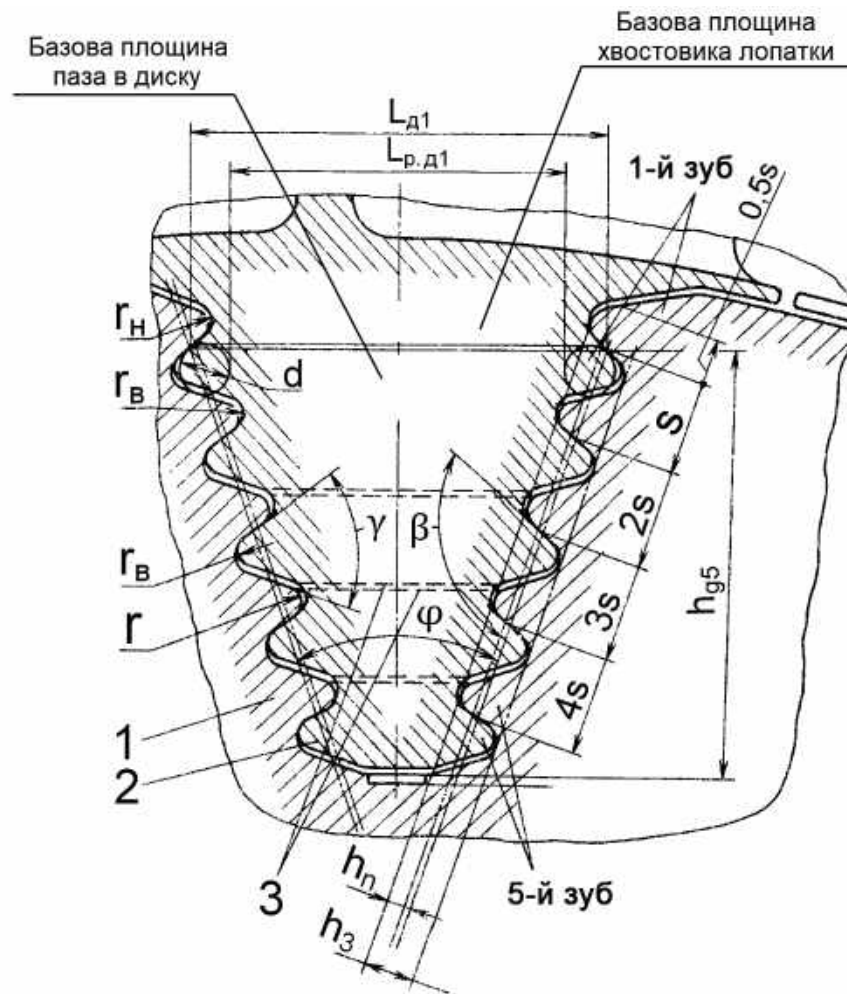


Рисунок 2.9 – З'єднання лопаток з дисками ялинкового типу

У наявній конструкторській документації передбачено можливість збільшення розміру за роликами $L_{р.д}$ у відповідних западинах диска на ціле число міліметрів (відносно табличного значення) і, відповідно, інших розмірів, пов'язаних з $L_{р.д}$. Таке збільшення може знадобитися, наприклад, під час проєктування охолоджуваних робочих лопаток.

У конструкторській документації обумовлено основні розміри хвостовика лопатки та паза в диску, а також кількість пар зубів (таблиця 2.1).

Щоб уникнути небезпечного перевантаження окремих елементів з'єднання, необхідно забезпечити однакові умови роботи всіх зубів, тобто рівномірність прилягання по всіх контактних поверхнях як за довжиною площини контакту b_i (див. рисунок 4.5), так і за її шириною c (див. рисунок 4.6, а). Згідно з цією умовою має бути підвищена точність виконання зубів на хвостовику лопатки та виступах диска.

Таблиця 2.1 – Рекомендовані значення основних параметрів ялинкових замків

S, мм	φ, град.	γ, град.	β, град.	Кількість пар зубів <i>q</i>
		Граничні відхилення		
		±30'	±15'	
1.8; 2.0; 2.2; 2.4; 2.6; 2.8; 3.0; 3.2; 3.5	20	65	115	2
1.8; 2.0; 2.2; 2.4; 2.6; 2.8; 3.0; 3.2; 3.5; 4.0; 4.5; 5.2; 6.0	30	55	105	Від 2 до 5
		65	115	
	40	55	105	
	50			

Замок ялинкового типу застосовується на практиці завдяки таким перевагам:

1. Клиноподібна форма замкової частини лопатки та периферійної частини диска забезпечує близький до рівномірного розподіл напружень (товщина обода та маса диска з лопатками виходять мінімальними).

2. Відносно малі розміри паза та клиноподібної частини хвостовика лопатки дають змогу розмістити велику кількість лопаток. У деяких випадках в один паз диска встановлюють по дві лопатки.

3. Вільна посадка лопатки в замок (із зазором) запобігає виникненню температурних напружень у з'єднанні.

4. Завдяки наявності проміжків на неробочих поверхнях між зубами лопаток і диска з'єднання продувається повітрям та охолоджується.

5. Легкість і зручність заміни лопаток у колесі під час перебирання вузла або їх пошкодження.

Поряд із перевагами з'єднання ялинкового типу має й недоліки:

1. Утруднене тепловідведення від лопатки в диск через малу сумарну поверхню контакту зубів.

2. Значна концентрація напружень поблизу малих радіусів западин.

3. Необхідність виготовлення з високою точністю як пазів у диску, так і хвостовиків лопаток за основними розмірами – кроком S , кутами φ , γ , β тощо – з метою забезпечення більш рівномірного навантаження на зуби з'єднання. Так, наприклад, допуск на крок S становить 0,008...0,016 мм, а на радіуси западин r_e і заокруглень r зубів – 0,05 мм. Точність виготовлення паза (хвостовика) контролюється за заданими розмірами $L_{p,d}^{+(0.02...0.05)}$ при встановленні у відповідні западини роликів діаметром d (див. рисунок 2.9).

Зі збільшенням кількості пар зубів зменшується величина навантаження, що передається кожною парою, але збільшується концентрація напружень, оскільки при більшій кількості пар зубів радіус западин зубів замка r_e зменшується. Тому краще забезпечити меншу кількість пар зубів, якщо це можливо.

На величину напружень у замку значно впливає форма переходу від полиці лопатки до першого зуба. Для зниження концентрації напружень у цій западині радіус переходу робочої поверхні першого зуба до ніжки хвостовика лопатки r_n порівняно з радіусом западин інших зубів r_e збільшують приблизно вдвічі.

Для забезпечення вільної посадки (з гарантованим зазором) зазор у холодному стані за різницею розмірів по базових поверхнях хвостовика лопатки та паза диска має становити 0,2...0,3 мм. Цей зазор зумовлює коливання кінця лопатки в коловому напрямку $\delta = \Delta \frac{l}{qS}$, де l – довжина

лопатки з хвостовиком, q – кількість пар зубів, S – крок зубів. У процесі роботи двигуна при частоті обертання ротора $(0,5...0,7)\omega_{max}$ лопатка затискається. Через неточність виготовлення, зумовлену технологічними допусками, умови затискання різних лопаток у комплекті виявляються неоднаковими. Експерименти показують, що якщо затискання відбувається у верхній частині замка, то вібронапруження збільшуються. Якщо ж затискання виникає в нижній частині з'єднання, то вібронапруження зменшуються. Це пов'язано з різними умовами демпфірування. Отже, крок зубів у верхній частині хвостовика доцільно брати більшим, ніж у нижній.

Для зменшення напружень в елементах з'єднання ширину обода $b_{об}$ роблять більшою від товщини полотна диска b_d (рисунок 2.10). Найбільш навантажений у перемичці гребенів поперечний переріз диска знаходиться в основі останньої пари зубів, а найбільш навантажений переріз хвостовика лопатки – між западинами першої пари зубів. Форма обода диска в з'єднаннях ялинкового типу може бути виконана:

- із постійною шириною в разі великої щільності решітки профілів (рисунок 2.10, а);
- зі звуженням від периферії до центра в разі помірної щільності решітки профілів (рисунок 2.10, б), що дає змогу зменшити масу обода й виконати полотно диска більш тонким;
- зі збільшенням від периферії до центра (рисунок 2.10, в) для зменшення контурного навантаження на диск.

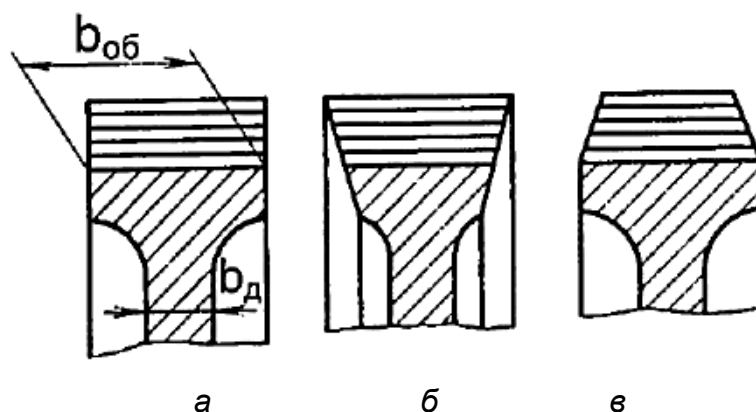


Рисунок 2.10 – Форма обода диска в з'єднаннях ялинкового типу

Робочі лопатки в диску від переміщення вздовж паза в з'єднаннях ялинкового типу, як і у випадку з'єднань типу «ластівчин хвіст», фіксуються замками різного конструктивного типу. Найбільшого поширення набули такі способи фіксації:

1. Фіксація від переміщень сусідніми деталями ротора – частиною дефлекторів, проміжних дисків, лабіринтів (рисунки 2.11, а). Кожна деталь фіксує замок в одному напрямку. Одночасно всі ці деталі можуть захищати від газового потоку і створювати порожнини для підведення охолодного повітря й поліпшення охолодження замкового з'єднання.

2. Фіксація спеціальними пластинами або пружними кільцями (рисунки 2.11, б), які виключають переміщення в двох протилежних напрямках та одночасно є ущільненням замкового з'єднання для запобігання проходженню газу через зазори між хвостовиком лопатки і виступом диска.

3. Застосування індивідуальних пластинчастих фіксаторів – двосторонніх (рисунки 2.11, в, г) та односторонніх.

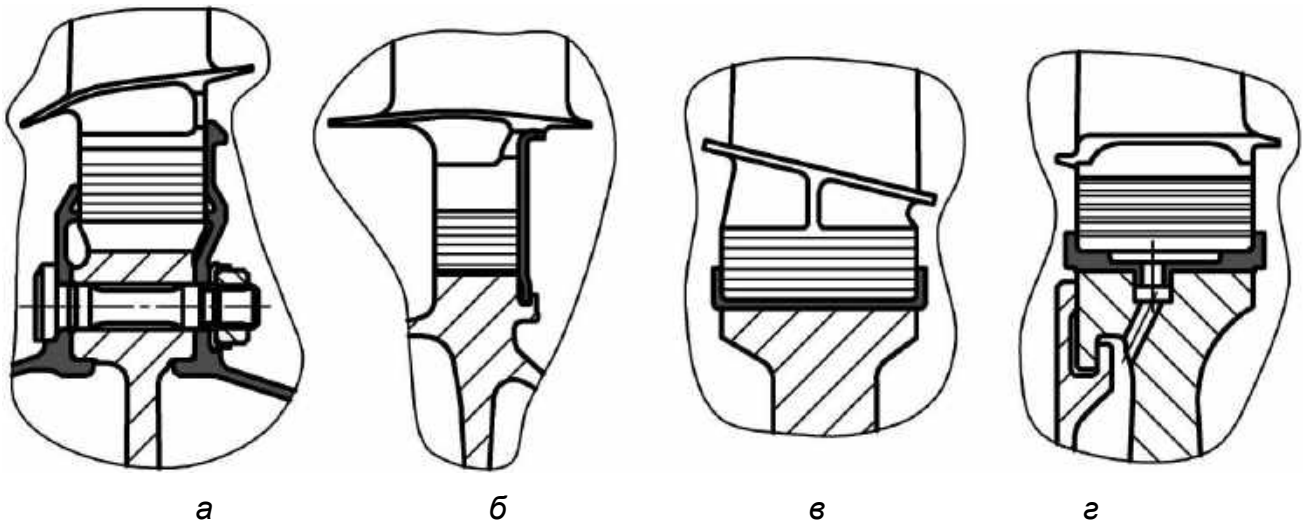


Рисунок 2.11 – Фіксація лопаток в з'єднаннях ялинкового типу

Замкові з'єднання ялинкового типу є основними для кріплення лопаток турбін. Замок ялинкового типу з двома зубами застосовується в разі виникнення проблем із розміщенням необхідної кількості пазів для великогабаритних вентиляторних лопаток.

3 ПРИПУЩЕННЯ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Замкове з'єднання передає на диск усі навантаження, що діють на робочу лопатку, а також навантажує його відцентровою силою власної маси. Різні температури й коефіцієнти лінійного розширення матеріалів поєднаних лопаток і дисків, а також нерівномірність температури по радіусу диска зумовлюють появу в деяких випадках значних термічних сил, що

стискають з'єднання в коловому напрямку. Замкове з'єднання найбільше навантажується відцентровою силою робочої лопатки, яка в деяких конструкціях становить 100...250 кН. У переважної більшості наявних авіаційних ГТД розтягувальні напруження в кореневих перерізах лопаток від відцентрових сил власних мас становлять 60...70 % сумарних напружень.

Міцність замкових з'єднань знижується внаслідок зниження механічних властивостей матеріалів лопаток і дисків турбін, що працюють при високих температурах.

Розрахунок замка на міцність складається з розрахунків замкових частин лопатки (хвостовика) та обода диска (гребеня).

Якщо в конструкції замкового з'єднання є деталі кріплення (штифти, пальці), то слід виконати розрахунок на міцність і цих деталей також.

Методика спрощених розрахунків полегшує порівняльний аналіз міцності замків. Як розрахунковий режим зазвичай беруть режим максимальної частоти обертання ротора двигуна при максимальній температурі зовнішнього повітря (біля землі).

Зазвичай фактичні напруження у півтора-два рази перевищують розрахункові значення. Цю обставину враховують, коли визначають запаси міцності, застосовуючи занижені граничні напруження.

Допустимі напруження для кожного типу замка встановлюють на основі статистики щодо вказаних напружень у газотурбінних двигунах, що успішно відпрацювали задані ресурси.

Виконуючи спрощені розрахунки замків, зазвичай беруть до уваги лише навантаження елементів відцентровими силами мас пера та хвостовика лопатки. Дією на лопатку газового потоку нехтують.

Таким чином, методика спрощених розрахунків замкових з'єднань ґрунтується на таких припущеннях:

- 1) на замок діє лише відцентрова сила лопатки;
- 2) відцентрові сили пера $P_{відц.п}$ та хвостовика $P_{відц.х}$ лопатки напрямлені вздовж спільного радіуса, що проходить через центр ваги хвостовика лопатки;
- 3) відцентрова сила лопатки розподіляється між опорними поверхнями замкового з'єднання пропорційно до їх площ.

Ураховуючи зазначені припущення, а також норми льотної придатності, мінімально допустимий коефіцієнт запасу міцності для елементів з'єднання робочих лопаток і дисків беруть таким: $[k] = 3$.

4 ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ З'ЄДНАНЬ ЛОПАТОК З ДИСКАМИ

4.1 Методика розрахунку замка типу «ластівчин хвіст»

Розглянемо загальний випадок, що є характерним для форми проточної частини компресора з постійним зовнішнім діаметром, коли паз у

диску для встановлення лопатки має нахил відносно осі обертання ротора. На елементи з'єднання діють відцентрова сила пера та хвостовика лопатки й відцентрова сила гребеня диска. Розрахункову схему такого з'єднання показано на рисунку 4.1.

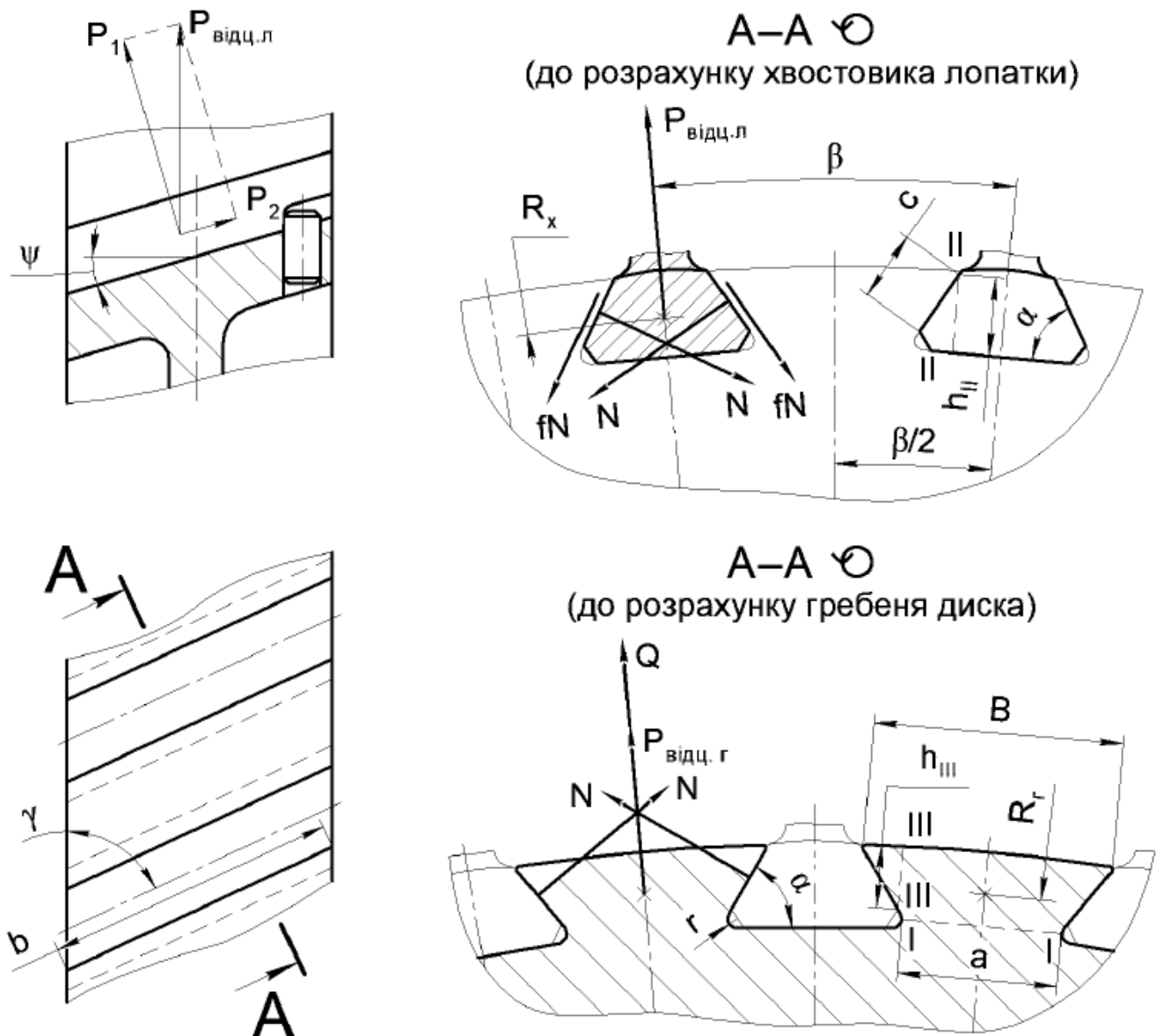


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема з'єднання лопаток з диском типу «ластівчин хвіст»

Під час розрахунку з'єднання типу «ластівчин хвіст» визначають:

- розтягувальні напруження σ_p в основі міжпазового виступу диска (переріз I–I) від відцентрових сил маси лопатки та виступу диска;
- зминальні напруження $\sigma_{зм}$ на поверхнях контакту лопатки з диском;
- зрізувальні напруження в елементах з'єднання лопатки в перерізі II–II ($\tau_{зрII}$) та в диску в перерізі III–III ($\tau_{зрIII}$) від відцентрової сили лопатки.

Робоча лопатка складається з пера 1 і хвостовика 3 (рисунок 4.2). Профільна частина лопатки (перо) має плавно сполучатися з хвостовиком для зниження концентрації напружень. У деяких випадках лопатки з великим подовженням мають бандажні полиці 2, розміщені на третині відстані від верхнього перерізу лопатки (лопатки турбіни зазвичай оснащено бандажними полицями).

Відцентрова сила всієї лопатки, що навантажує замкове з'єднання, складається з відцентрових сил пера, бандажної полиці та хвостовика (див. рисунок 4.2):



Рисунок 4.2 – Лопатка компресора:
1 – перо лопатки; 2 – бандажна полиця;
3 – хвостовик

$$P_{\text{відц.л}} = P_{\text{відц.п}} + P_{\text{відц.б}} + P_{\text{відц.х}} = \sigma_{\text{р.к}} F_{\text{к}} + m_{\text{б}} R_{\text{б}} \omega^2 + m_{\text{х}} R_{\text{х}} \omega^2, \quad (4.1)$$

де $\sigma_{\text{р.к}}$, $F_{\text{к}}$ – розтягувальні напруження та площа кореневого перерізу, отримані під час розрахунку лопатки на статичну міцність;

$m_{\text{б}}$, $R_{\text{б}}$ – маса та радіус центра ваги бандажної полиці;

$m_{\text{х}}$, $R_{\text{х}}$ – маса та радіус центра ваги хвостовика;

ω – кутова частота обертання.

Відцентрова сила лопатки $P_{\text{відц.л}}$ розкладається на дві сили P_1 і P_2 (див. рисунок 4.1). У перерізі А–А, перпендикулярному до паза, сила P_1 зрівноважується зусиллями N , які спрямовані за нормаллями до бокових контактних поверхонь з'єднання. Ураховуючи тертя, з умови рівноваги лопатки

$$P_1 = 2N \cos \alpha + 2fN \sin \alpha \quad (4.2)$$

можна визначити

$$N = \frac{P_1}{2 \cos \alpha + 2f \sin \alpha} = \frac{P_{\text{відц.л}} \cos \psi}{2(\cos \alpha + f \sin \alpha)}, \quad (4.3)$$

де ψ – кут розташування паза в площині симетрії замка;

α – кут нахилу контактних поверхонь до площини, перпендикулярної до площини симетрії замка;

f – коефіцієнт тертя ковзання (середнє значення для сталі становить 0,15...0,18, для алюмінію – 0,3, для титану – 0,4...0,6).

Складова P_2 навантажує елемент, що фіксує лопатку від переміщень уздовж паза.

Зминальні напруження на контактних поверхнях лопатки та диска визначають так:

$$\sigma_{3M} = \frac{P_{3M}}{F_{3M}} = \frac{N}{cb}, \quad (4.4)$$

де c і b – довжина й ширина контактної поверхні.

Розтягувальні напруження в основі гребеня диска спричинені силами N від дії сусідніх лопаток та відцентровою силою власної маси виступу (гребеня) $P_{відц.г}$:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F_p} = \frac{Q}{ab}, \quad (4.5)$$

де a – ширина перемички біля основи гребеня;

b – довжина паза в основі гребеня;

Q – сила, що відриває гребінь і визначається з умови рівноваги,

$$Q = 2N \cos\left(\alpha - \frac{\beta}{2}\right) + P_{відц.г}. \quad (4.6)$$

Тут $\beta = 360/z$ – кутовий крок пазів, що відповідає кількості лопаток z .

Справжні напруження $\sigma_{p \max}$ необхідно визначати з урахуванням коефіцієнта концентрації напружень $a_k = 1,3...3$, який залежить від радіуса заокруглення в пазі диска:

$$\sigma_{p \max} = a_k \sigma_p. \quad (4.7)$$

Найбільш поширеним видом зразків, що розглядаються в довідковій літературі і для яких визначено коефіцієнти концентрації напружень, є прямокутна пластина із симетрично розташованими прорізами (рисунок 4.3). Для з'єднання типу «ластівчин хвіст» мінімальна відстань між двома прорізами (розмір b на рисунку 4.3) відповідає ширині перемички біля

основи гребеня в диску (розмір **a** на рисунку 4.1), ширина випробуваної пластини (розмір **B** на рисунку 4.3) – ширині перемички біля вершини гребеня, тобто по зовнішньому радіусу диска.

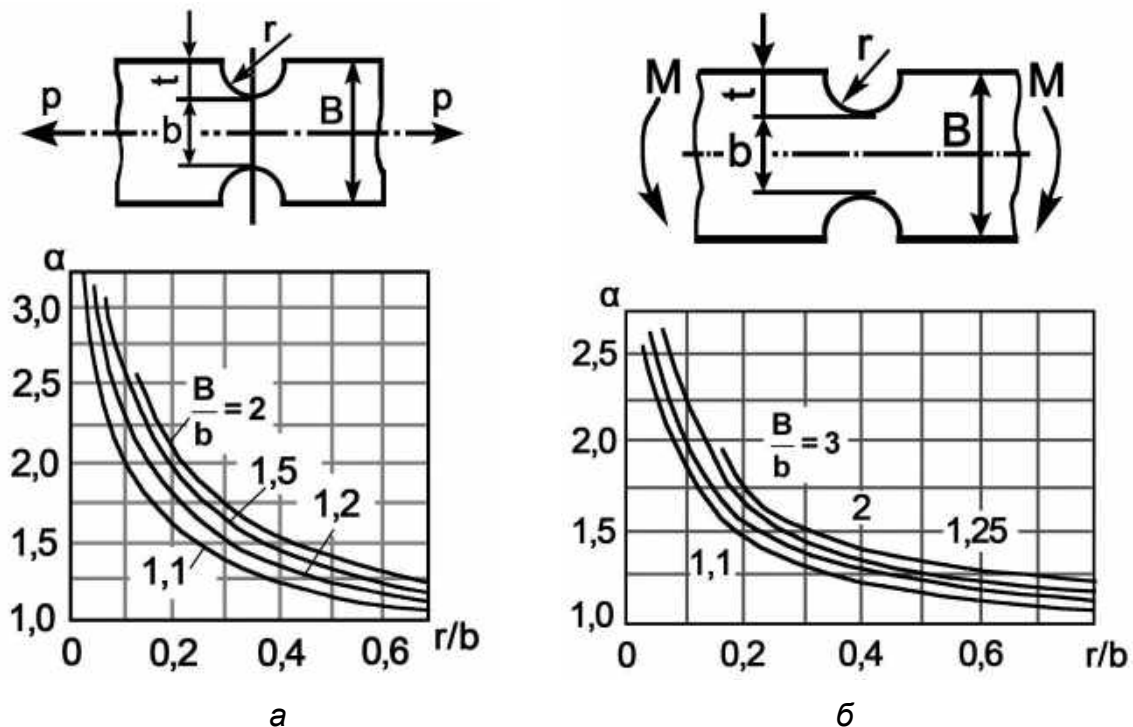


Рисунок 4.3 – До визначення коефіцієнтів концентрації напружень для прямокутної пластини: а – розтягнення; б – згин

Зрізувальні напруження в елементі хвостовика лопатки від відцентрової сили

$$\tau_{зр II} = \frac{P_{відц. л}}{2F_{зр л}} = \frac{P_{відц. л}}{2h_{II}b}, \quad (4.8)$$

де h_{II} – ширина площини зрізу хвостовика в перерізі II–II.

Зрізувальні напруження в міжпазовому виступі диска від відцентрової сили лопатки

$$\tau_{зр III} = \frac{P_{відц. л}}{2F_{зр д}} = \frac{P_{відц. л}}{2h_{III}b}, \quad (4.9)$$

де h_{III} – ширина площини зрізу гребеня в перерізі III–III.

Під дією сили **N** відбуваються також згинання й кручення гребеня диска. Однак відповідні напруження є незначними, і ними зазвичай нехтують. Моменти від газових і відцентрових сил, що згинають лопатку,

зрівноважуються моментами від несиметрично розташованих по поверхні контакту навантажень. Зминальні напруження в умовах, коли лопатка схильна до вібрацій, можуть спричинити на робочих поверхнях замка контактну корозію. Тріщини втомного походження в замковій частині лопатки та диска виникають зазвичай у місцях концентрації напружень.

У таблиці 4.1 наведено величини зминальних і розтягувальних напружень у конструкціях, виконаних з різних матеріалів.

Таблиця 4.1 – Напруження в конструкціях замків типу «ластівчин хвіст»

Матеріал диска або лопатки	$\sigma_{зм}$, МПа	σ_p , МПа
Алюмінієвий сплав	60...160	40...80
Сталь	200...400	120...300
Титановий сплав	120...280	80...160

Міцність елементів з'єднання остаточно оцінюється запасом міцності для кожного виду напружень окремо.

4.2 Методика розрахунку замка типу «вушко»

Для конструкції, зображеної на рисунку 2.8, основним навантаженням, що визначає міцність її елементів, є відцентрова сила від пера і хвостовика лопатки, а також ребер обода диска. Розрахункові схеми замка типу «вушко» зображено на рисунку 4.4.

Для оцінювання міцності елементів з'єднання визначають:

- розтягувальні напруження σ_p в послаблених перерізах вушка лопатки та гребенів обода диска;
- максимальні контактні напруження;
- зминальні напруження $\sigma_{зм}$ між пальцем і диском;
- зрізувальні напруження $\tau_{зр}$ в ободі диска та пальця.

Розтягувальні напруження σ_p у перерізі А–А вушка лопатки (рисунок 4.4, б) розраховують за формулою

$$\sigma_{p.л} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц_2}}{F_e} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц_2}}{(D - d) \sum_{i=1}^k b_i}, \quad (4.10)$$

де $P_{відц.л}$ – відцентрова сила пера лопатки;

$P_{відц_2}$ – відцентрова сила частини хвостовика, розташованої вище перерізу А–А;

F_e – площа перерізу А–А вушка;

D – зовнішній діаметр вушка;

b_i – товщина i -го ребра вушка лопатки;
 d – внутрішній діаметр вушка;
 k – кількість ребер вушка лопатки.

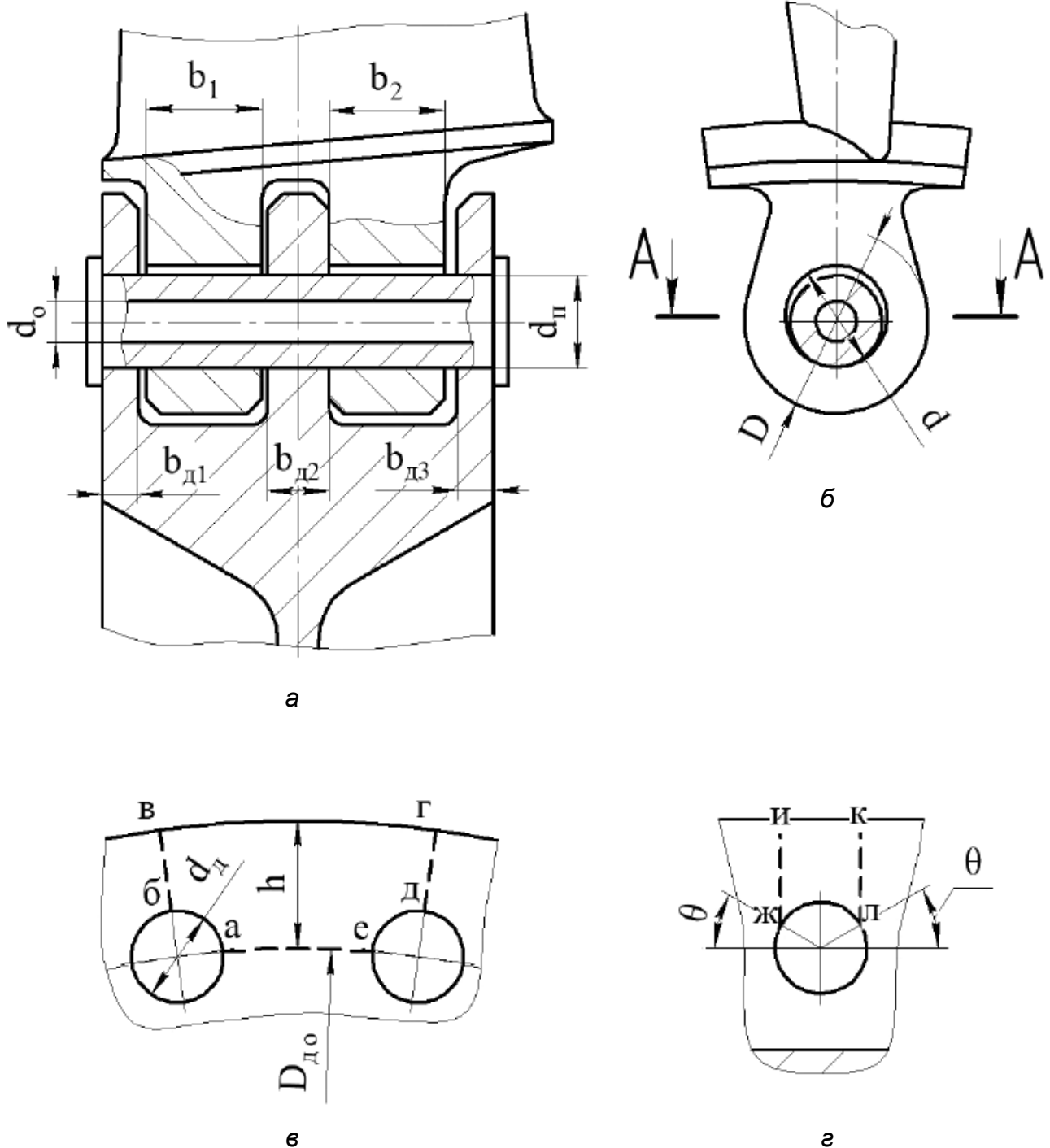


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема з'єднання лопаток з диском типу «вушко»

Максимальні контактні напруження (за умови, що значення коефіцієнтів Пуассона матеріалів, що контактують, є однаковими) визначаються формулою

$$\sigma_k = 0,798 \sqrt{p \frac{d - d_n}{d d_n} \frac{E_1 E_2}{(1 - \mu^2) (E_1 + E_2)}}, \quad (4.11)$$

де p – навантаження на одиницю довжини лінії контакту,

$$p = \frac{P_{\text{відц.л.}}}{\sum_{i=1}^k b_i}. \quad (4.12)$$

Тут $P_{\text{відц.л.}}$ – відцентрова сила всієї лопатки; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів, що контактують (лопатки і пальця або пальця і диска); μ – коефіцієнт Пуассона; d_n – діаметр пальця; k – кількість вушок лопатки.

Розтягувальні напруження в послабленому коловому перерізі обода диска, що проходить через осі отворів для пальців (рисунок 4.4, в), можна визначити за формулою

$$\sigma_{p.\partial} = \frac{P_{ц.\Sigma}}{F_{об}} = \frac{P_{\text{відц.}\Sigma}}{\left(\frac{\pi}{z} D_{\partial.o} - d_{\partial}\right) \sum_{i=1}^s b_{\partial_i}}, \quad (4.13)$$

де $D_{\partial.o}$ – діаметр кола, що є геометричним місцем центрів отворів для пальців в ободі диска;

d_{∂} – діаметр отвору для пальця в ободі диска;

b_{∂_i} – товщина i -го ребра обода диска;

s – кількість ребер обода диска ($s = k + 1$);

z – кількість лопаток;

$P_{\text{відц.}\Sigma}$ – сумарна розтягувальна сила, що спричиняє розрив ребер обода диска,

$$P_{\text{відц.}\Sigma} = P_{\text{відц.л.}} + P_{\text{відц.з}} + \sum_{i=1}^s P_{\text{відц.4}_i}. \quad (4.14)$$

Тут $P_{\text{відц.з}}$ – відцентрова сила пальця; $P_{\text{відц.4}_i}$ – відцентрова сила ділянки «а-б-в-г-д-е» i -го ребра вушка обода диска (див. рисунок 4.4, в).

Зминальні напруження між хвостовиком і пальцем

$$\sigma_{зм.х} = \frac{P_{відц.л}}{d_n \sum_{i=1}^k b_i}. \quad (4.15)$$

Зминальні напруження між пальцем і диском

$$\sigma_{зм.д} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц.з}}{d_n \sum_{i=1}^s b_{дi}}. \quad (4.16)$$

Зрізувальні напруження в ободі диска (рисунок 4.4, з)

$$\tau_{зр.д} = \frac{P_{зр.з} \cos \theta}{(2h - d_n \sin \theta) \sum_{i=1}^s b_{дi}}, \quad (4.17)$$

де

$$\theta = \arcsin \left(\frac{d_n}{2h} \right); \quad (4.18)$$

h – відстань від осі отвору для пальця до зовнішнього кола кільцевого ребра обода диска;

$P_{зр.з}$ – сумарна зрізувальна сила,

$$P_{зр.з} = P_{відц.л} + P_{відц.з} + \sum_{i=1}^s P_{відц.5i} \approx 1,025 (P_{відц.л} + P_{відц.з}). \quad (4.19)$$

Тут $P_{відц.5i}$ – відцентрова сила ділянки «ж-з-и-к» i -го кільцевого ребра обода диска (див. рисунок 4.4, з).

Зрізувальні напруження в пальці

$$\tau_{зр.п} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц.6}}{\frac{\pi}{4} n_0 (d_n^2 - d_o^2)}, \quad (4.20)$$

де $P_{відц.6}$ – відцентрова сила ділянки пальця з довжиною, що дорівнює сумарній ширині вушка замка лопатки;

d_o – діаметр внутрішнього отвору в пальці;

n_0 – кількість площин зрізу, $n_0 = 2k$.

Відцентрові сили елементів, що навантажують це з'єднання, можна знайти із співвідношень

$$P_{\text{відц.п}} = \sigma_{p.k} F_k, \quad (4.21)$$

$$P_{\text{відц. j}} = m_j R_{ц j} \omega^2, \quad j = 2, \dots, 6, \quad (4.22)$$

де $\sigma_{p.k}$ – розтягувальні напруження в кореновому перерізі лопатки;
 F_k – площа коренового перерізу лопатки;
 m_j – маса елемента, що навантажує замок;
 $R_{ц j}$ – радіус центра ваги елемента відносно осі обертання ротора;
 ω – кутова частота обертання ротора.

Значення напружень у конструкціях замків типу «вушко» наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Напруження у виконаних конструкціях замків типу «вушко»

Матеріал диска або лопатки	σ_p , МПа	$\sigma_{зм.х}$, МПа	$\sigma_{зм.д}$, МПа	σ_k , МПа
Сталь	200	120...250	200...450	700...1800
Титановий сплав	150	100...170	180...400	650...800

4.3 Методика розрахунку замка ялинкового типу

Умова рівноваги сил, що діють у напрямку осі симетрії хвостовика (рисунок 4.5),

$$P_{\text{відц.л}} - 2 \sum_{i=1}^q P_i = 0, \quad (4.23)$$

визначає рівняння для знаходження невідомих сил P_i , де q – кількість пар зубів. Однак ця система є $(q-1)$ разів статично невизначеною. Для спрощення розрахунків з'єднання ялинкового типу роблять припущення, що погонна сила, яка припадає на одиницю довжини, є однаковою для всіх зубів:

$$\frac{P_{\text{відц.л}}}{\sum_{i=1}^n b_i} = \frac{2P_i}{b_i}, \quad (4.24)$$

де b_i – довжина контактної площини i -ї пари зубів.

Це припущення зроблено, виходячи з перерозподілу (усереднення) напружень у локальній області, спричиненого пластичністю матеріалу, що виявляється в разі впливу високих температур, при яких працює з'єднання. Формула (4.24) є правильною, якщо всі зуби мають однакову ширину контактної поверхні.

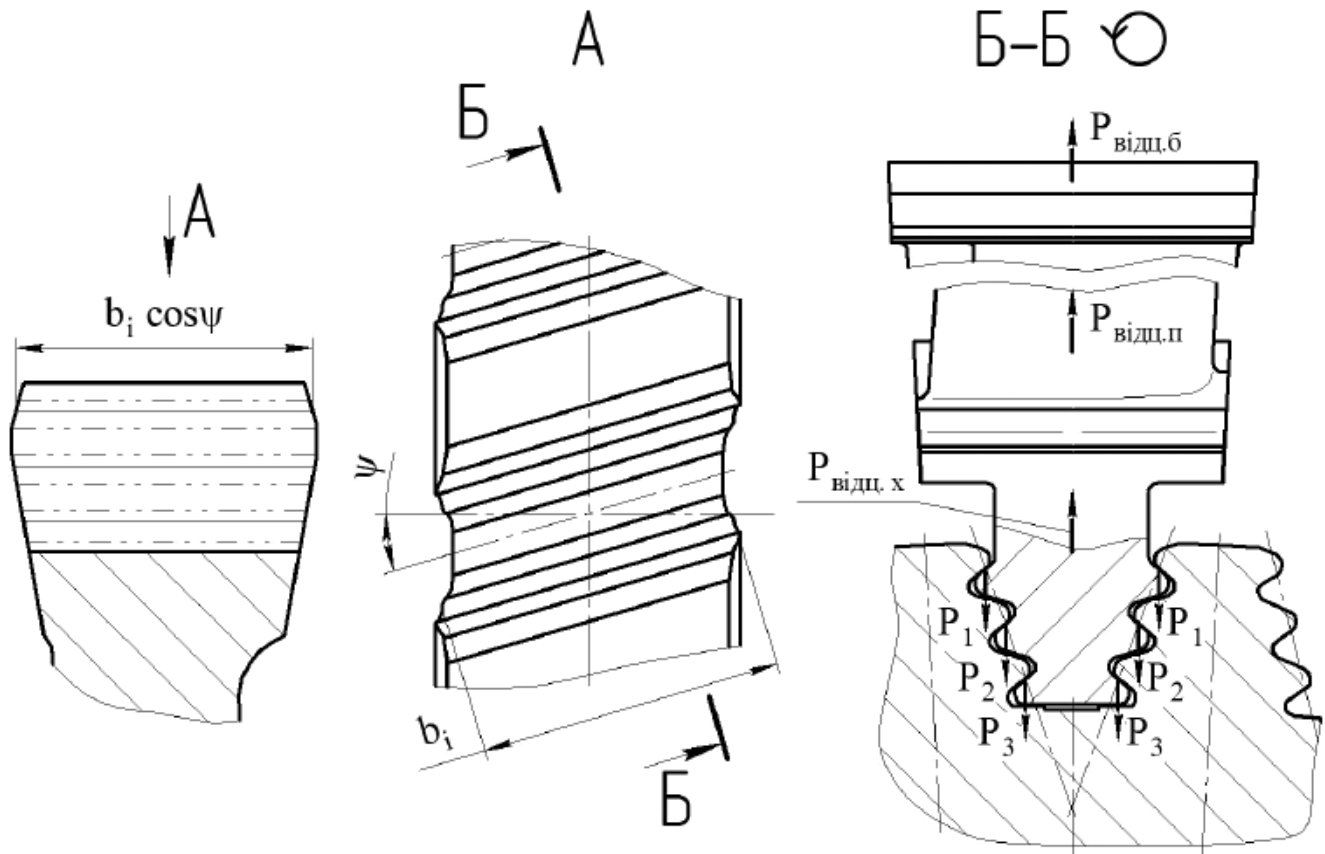


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема з'єднання лопаток з диском ялинкового типу: визначення реакцій на контактних поверхнях

Тоді нормальне навантаження на i -й зуб замка від дії відцентрової сили лопатки (рисунок 4.6, а) з урахуванням (4.24) визначають за формулою

$$N_i = \frac{P_i}{\cos \theta} = \frac{P_{\text{відц.п}}}{2 \cos \theta} \frac{b_i}{\sum_{i=1}^q 2b_i}, \quad (4.25)$$

де $\theta = \frac{\varphi}{2} + (\beta - 90^\circ)$ – кут нахилу контактної поверхні зуба до площини симетрії хвостовика;

β – кут між середньою лінією гребеня та робочою поверхнею зуба;

φ – кут між середніми лініями гребенів паза диска та хвостовика лопатки;

q – кількість пар зубів.

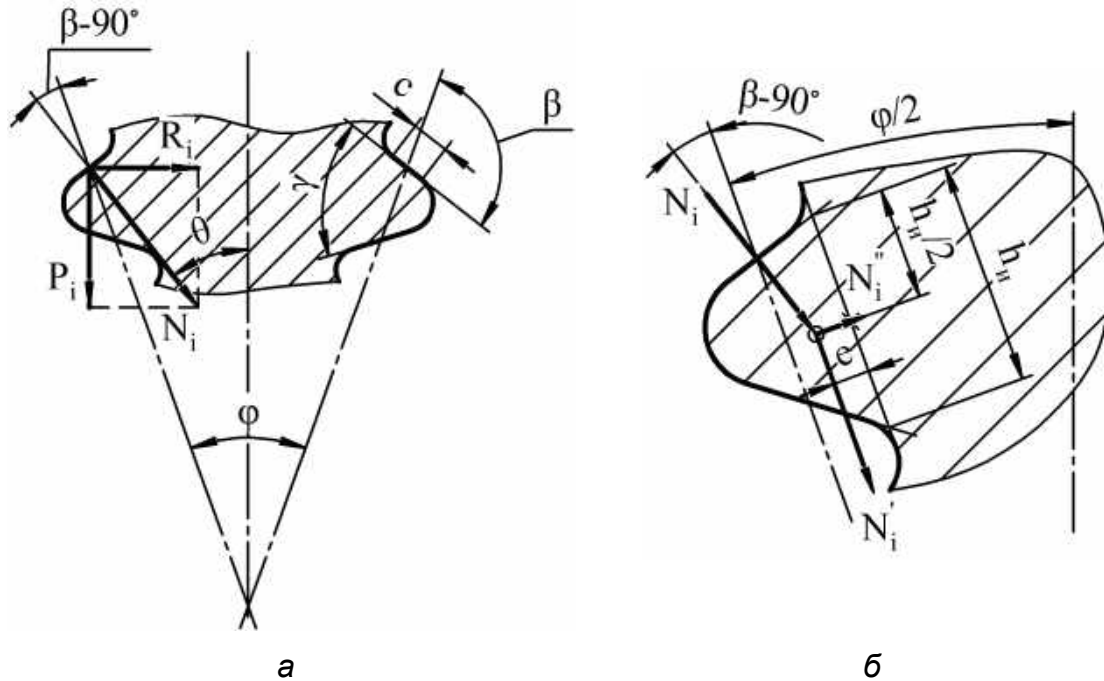


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема з'єднання лопаток з диском ялинкового типу:
а – зминання зуба; б – згинання зуба

У разі розрахунку парних лопаток, коли по дві лопатки встановлено в одному замковому пазі диска, нормальне навантаження на i -й зуб слід збільшити вдвічі:

$$N_i = \frac{P_{\text{відц.л}}}{2 \cos \theta} \frac{b_i}{\sum_{i=1}^q b_i}. \quad (4.26)$$

Зминальні напруження по контактній поверхні i -го зуба (див. рисунок 4.6, а)

$$\sigma_{3M_i} = \frac{P_{3M_i}}{F_{3M_i}} = \frac{N_i}{cb_i}, \quad (4.27)$$

де c – ширина контактної поверхні в перерізі, перпендикулярному до паза, є однаковою для всіх зубів.

Згинальні напруження розраховують за формулою

$$\sigma_{32i} = \frac{M_{32i}}{W_{32i}}. \quad (4.28)$$

Визначаючи згинальний момент M_{32i} , силу N_i слід перенести в точку перетину лінії дії сили та нормалі до основи зуба, яка ділить основу навпіл (рисунок 4.6, б). Згин спричиняється складовою сили N_i' , напрямленою паралельно до основи зуба. Таким чином, згинальний момент

$$M_{32i} = N_i \cos(\beta - 90^\circ) e, \quad (4.29)$$

де e – плече прикладення сили.

Момент опору згинанню для прямокутного перерізу

$$W_{32i} = \frac{b_i h_{32}^2}{6}, \quad (4.30)$$

де h_{32} – висота основи зуба (див. рисунок 4.6, б).

З урахуванням (4.29) і (4.30) згинальні напруження біля основи i -го зуба можна визначити за формулою

$$\sigma_{32i} = \frac{6N_i e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_i h_{32}^2}. \quad (4.31)$$

Максимальні зрізувальні напруження спричиняються складовою сили N_i , напрямленою паралельно до основи зуба (рисунок 4.7, а):

$$\tau_{3p} = \frac{P_{3p}}{F_{3p}} = \frac{N_i \cos(\beta - 90^\circ)}{b_i h_{3p}}, \quad (4.32)$$

де h_{3p} – висота зуба в кінці контактної поверхні.

При позначеннях, указаних на рисунку 4.7, б, для загального випадку, коли хвостовик лопатки виконаний симетричним і кожна лопатка встановлюється в окремий паз диска, розтягуювальні напруження в перерізах хвостовика між зубами є такими:

$$\sigma_{p.lI(1)} = \frac{P_{відц.п} + P_{відц.б} + P_{відц.I}}{b'_I l_I}, \quad (4.33)$$

$$\sigma_{p.l|| (1)} = \frac{P_{\text{vid}\varphi.\pi} + P_{\text{vid}\varphi.6} + P_{\text{vid}\varphi I} + P_{\text{vid}\varphi II} - 2N_1 \cos \theta}{b'_{||} I_{||}}, \quad (4.34)$$

$$\sigma_{p.l\text{ III}(1)} = \frac{P_{\text{в}i\partial\text{ч.п}} + P_{\text{в}i\partial\text{ч.б}} + P_{\text{в}i\partial\text{ч.I}} + P_{\text{в}i\partial\text{ч.II}} + P_{\text{в}i\partial\text{ч.III}}}{b'_{\text{III}}l_{\text{III}}} - \frac{2N_1\cos\theta + 2N_2\cos\theta}{b'_{\text{III}}l_{\text{III}}}, \quad (4.35)$$

або у загальному вигляді

$$\sigma_{p.l_q}^{(1)} = \frac{P_{\epsilon i \partial u . n} + P_{\epsilon i \partial u . 6} + \sum_{i=1}^q P_{\epsilon i \partial u_i} - 2 \cos \theta \sum_{i=0}^{q-1} N_i}{b'_i l_i}, \quad (4.36)$$

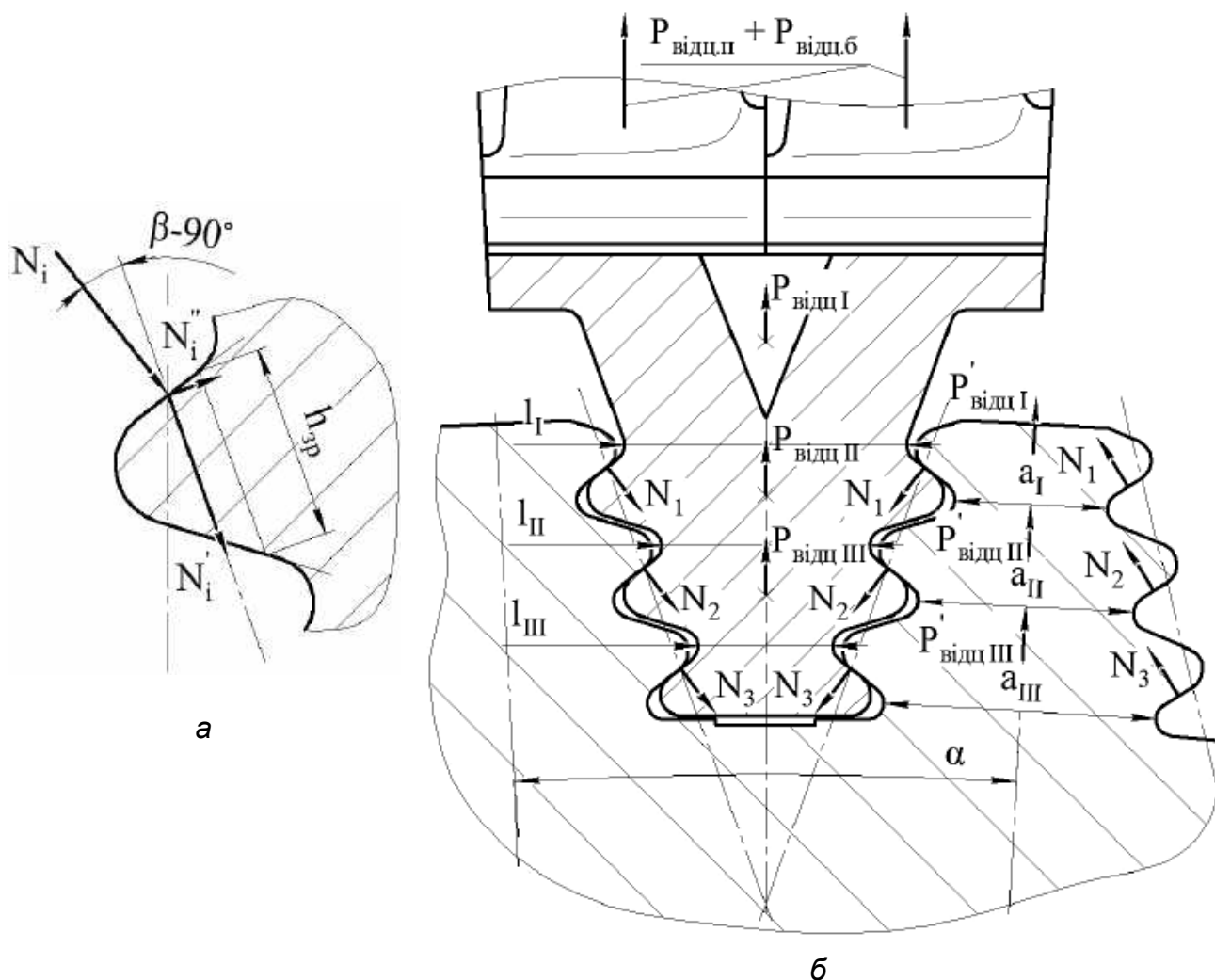


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема з'єднання лопаток з диском ялинкового типу:
а – зріз зуба; б – розтягнення хвостовика лопатки та обода диска

де $P_{\text{відц}_i}$ – відцентрові сили елементів хвостовика, обмежених двома сусідніми розрахунковими перерізами – i -м та $(i - 1)$ -м;

l_i , b'_i – мінімальна ширина перемички та довжина хвостовика, якими визначаються площі розрахункових перерізів; при постійній товщині обода (див. рисунок 4.5) розміри b'_i дорівнюють b ;

q – кількість пар зубів.

При великій щільності решітки, коли здійснюється встановлення двох лопаток в один паз диска, відцентрові сили профільної частини та бандажної полиці слід подвоїти. Тоді формули (4.33) і (4.36) набудуть вигляду

$$\sigma_{p.lI(2)} = 2 \frac{P_{\text{відц}.n} + P_{\text{відц}.б} + P_{\text{відц}I}}{b_I l_I}, \quad (4.37)$$

$$\sigma_{p.lq(2)} = 2 \frac{P_{\text{відц}.n} + P_{\text{відц}.б} + \sum_{i=1}^q P_{\text{відц}_i} - \cos\theta \sum_{i=0}^{q-1} N_i}{b'_i l_i}, \quad (4.38)$$

де $P_{\text{відц}_i}$ – відцентрові сили елементів хвостовика, обмежених двома сусідніми розрахунковими перерізами, які визначено для однієї з парних лопаток;

N_i – сили, що навантажують зуби й діють по нормалі до контактної поверхні, визначають за формулою (4.26).

У наявних конструкціях максимальні значення зминальних напружень становлять 230 МПа, зрізувальних – 120 МПа, згинальних і розтягувальних – 200 МПа. Найбільш навантаженим зазвичай є переріз I–I (у першій западині).

При однакових геометричних розмірах зубів і гребеня диска зрізувальні, згинальні та зминальні напруження в гребені диска та у хвостовику лопатки мають однакові значення.

Розтягувальні напруження в гребенях диска спричиняються як силами, що передаються зубами хвостовика лопатки, так і елементами гребеня. Ці напруження розраховують за такими формулами:

$$\sigma_{p.\partial I} = \frac{2N_1 \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{\text{відц}I}}{a_I b''_I}, \quad (4.39)$$

$$\sigma_{p.\partial II} = \frac{2(N_1 + N_2) \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{відцI} + P'_{відцII}}{a_{II} b''_{II}}, \quad (4.40)$$

$$\sigma_{p.\partial III} = \frac{2(N_1 + N_2 + N_3) \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{відцI} + P'_{відцII} + P'_{відцIII}}{a_{III} b''_{III}}, \quad (4.41)$$

або у загальному вигляді

$$\sigma_{p.\partial q} = \frac{2 \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) \sum_{i=1}^q N_i + \sum_{i=1}^q P'_{відцi}}{a_i b''_i}, \quad (4.42)$$

де $P'_{відцi}$ – відцентрові сили елементів гребеня, обмежених двома сусідніми розрахунковими перерізами;

$\alpha = 360^\circ/z$ – кут між осями лопаток;

z – кількість лопаток;

a_i, b''_i – ширина та довжина перерізу по западинах гребеня диска.

В ободі диска розтягувальні напруження набувають максимального значення в основі гребеня, а їх величина в наявних конструкціях становить 230 МПа.

Крім того, у перерізах у першій западині (I–I) хвостовика лопатки та в останній перемишці (III–III) гребеня диска (див. рисунок 4.7) мають місце ще й згинальні напруження від моменту газових та інерційних сил.

Наведені дані про напруженість замків ялинкового типу – це максимальні напруження, визначені за розрахунковими формулами. Дійсні напруження можуть перевищувати номінальні в 2,5–3,5 раза через концентрацію біля основи зубів. Крім того, циклічний характер навантаження, що діє на лопатку з боку газового потоку, призводить до появи вібраційних напружень в елементах замка. Найчастіше тріщини втомного походження виникають у хвостовику лопатки в западині над першим зубом.

5 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ЗАМКІВ

5.1 Розрахунок з'єднання типу «ластівчин хвіст»

Задача: виконати перевірний розрахунок на міцність з'єднання лопатки з диском компресора типу «ластівчин хвіст». Лопатка та диск виготовлені з

титанового сплаву. Розрахункову схему хвостовика зображено на рисунку 5.1, діючі навантаження та геометричні параметри наведено в таблиці 5.1.

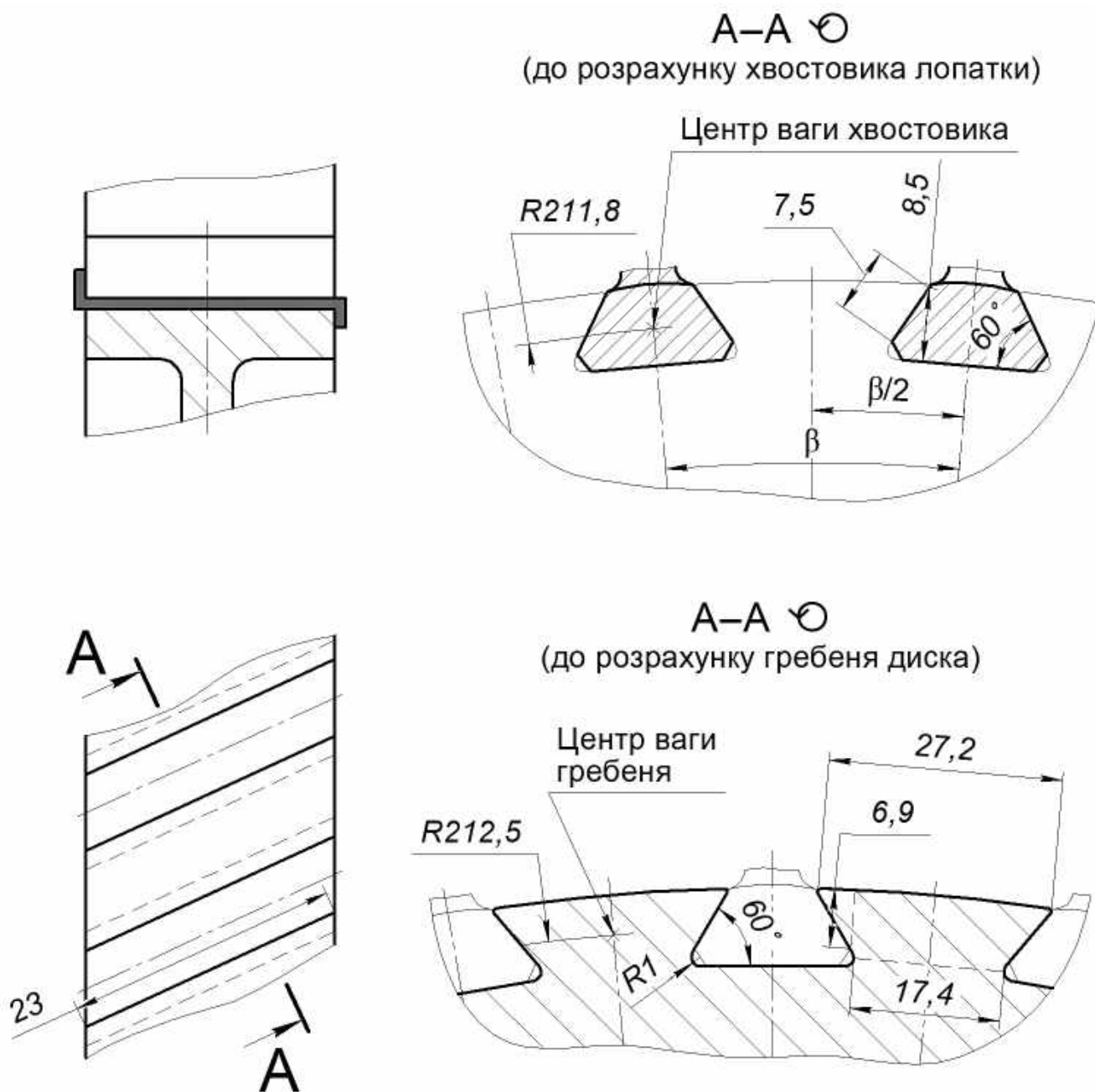


Рисунок 5.1 – Розміри з'єднання типу «ластівчин хвіст»

Таблиця 5.1 – Вихідні дані до розрахунку замка типу «ластівчин хвіст»

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Кількість робочих лопаток	z	36	–
Густина матеріалу лопатки та диска	ρ	4530	кг/м ³

Продовження таблиці 5.1

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Коефіцієнт тертя ковзання для титану	f	0,5	–
Частота обертання ротора	n	10670	об/хв
Розтягувальні напруження в кореновому перерізі лопатки	$\sigma_{p.k}$	138,9	МПа
Площа коренового перерізу лопатки	F_k	$1,07 \cdot 10^{-4}$	м ²
Кут нахилу грані хвостовика	α	60	град.
Кут розташування паза в площині симетрії замка	ψ	0	град.
Довжина грані (паза)	b	0,023	м
Радіус центра ваги хвостовика	$R_{ц.в.х}$	0,2118	м
Радіус центра ваги гребеня	$R_{ц.в.г}$	0,2125	м
Ширина контактної поверхні	c	0,0075	м
Ширина площини зрізу хвостовика лопатки	h_{II}	0,0085	м
Ширина площини зрізу гребеня диска	h_{III}	0,0069	м
Ширина перемички в корені гребеня	a	0,0174	м
Ширина перемички у вершині гребеня	B	0,0272	м
Радіус заокруглення (фаска) у корені гребеня	r	0,001	м

Послідовність виконання розрахунку:

1. Визначення додаткових вихідних даних.
Кутова частота обертання ротора

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 10670}{30} = 1117 \text{ рад/с.}$$

Маса хвостовика лопатки

$$m_x = V_x \rho = F_x b \rho,$$

де V_x – об'єм хвостовика лопатки;

F_x – площа поперечного перерізу хвостовика лопатки (див. рисунок 5.1).

Для визначення геометричних характеристик перерізу слід за вказаними розмірами побудувати ескіз замкової частини в масштабі 1:1 та провести необхідні вимірювання.

Результат вимірювання площі поперечного перерізу хвостовика лопатки: $F_x = 5,401 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Тоді маса хвостовика лопатки

$$m_x = 5,401 \cdot 10^{-4} \cdot 0,023 \cdot 4530 = 14,07 \cdot 10^{-3} \text{ кг.}$$

Маса гребеня диска

$$m_z = V_z \rho = F_z b \rho,$$

де V_z – об'єм гребеня диска;

F_z – площа поперечного перерізу гребеня диска (див. рисунок 5.1).

Результат вимірювання площі поперечного перерізу гребеня диска:
 $F_z = 7,172 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Тоді маса гребеня диска

$$m_z = 7,172 \cdot 10^{-4} \cdot 0,023 \cdot 4530 = 18,65 \cdot 10^{-3} \text{ кг.}$$

Центральний кут між площинами симетрії двох сусідніх пазів (див. рисунок 5.1)

$$\beta = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{36} = 10^\circ.$$

2. Розрахунок сил, що входять у вираз (4.1):

– відцентрова сила пера лопатки

$$P_{\text{відц.п}} = \sigma_{\text{р.к}} F_k = 138,9 \cdot 10^6 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} = 14860 \text{ Н};$$

– відцентрова сила хвостовика

$$P_{\text{відц.х}} = m_x R_{\text{ц.в.х}} \omega^2 = 14,07 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2118 \cdot 1117^2 = 3870 \text{ Н};$$

– сумарна відцентрова сила лопатки

$$P_{\text{відц.л}} = P_{\text{відц.п}} + P_{\text{відц.х}} = 14860 + 3870 = 18730 \text{ Н.}$$

3. Обчислення величини нормального зусилля (4.3), що діє на грані замка:

$$N = \frac{P_{\text{відц.л}} \cos \psi}{2(\cos \alpha + f \sin \alpha)} = \frac{18730 \cdot 1}{2(0,5 + 0,5 \cdot 0,866)} = 10038 \text{ Н.}$$

4. Визначення зминальних напружень грані за виразом (4.4):

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{N}{cb} = \frac{10038}{0,0075 \cdot 0,023} = 58,2 \text{ МПа.}$$

5. Розрахунок відцентрової сили гребеня диска:

$$P_{\text{відц.з}} = m_z R_{\text{ц.в.з}} \omega^2 = 18,65 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2125 \cdot 1117^2 = 4944 \text{ Н.}$$

6. Визначення сили Q , що відриває гребінь, за формулою (4.6):

$$Q = 2N \cos\left(\alpha - \frac{\beta}{2}\right) + P_{\text{відц.з}} = 2 \cdot 10038 \cdot 0,5736 + 4944 = 16460 \text{ Н.}$$

7. Розрахунок розтягувальних напружень у корені гребеня за виразом (4.5):

$$\sigma_p = \frac{Q}{a b} = \frac{16460}{0,0174 \cdot 0,023} = 41 \text{ МПа.}$$

8. Визначення параметрів, що дають змогу знайти коефіцієнт концентрації α за допомогою діаграми, зображеної на рисунку 5.2. Цими параметрами є радіус заокруглення r паза диска й розміри гребеня a і B :

$$\frac{B}{a} = \frac{0,0272}{0,0174} = 1,56 \approx 1,5; \quad \frac{r}{a} = \frac{0,001}{0,0174} = 0,057 \approx 0,06.$$

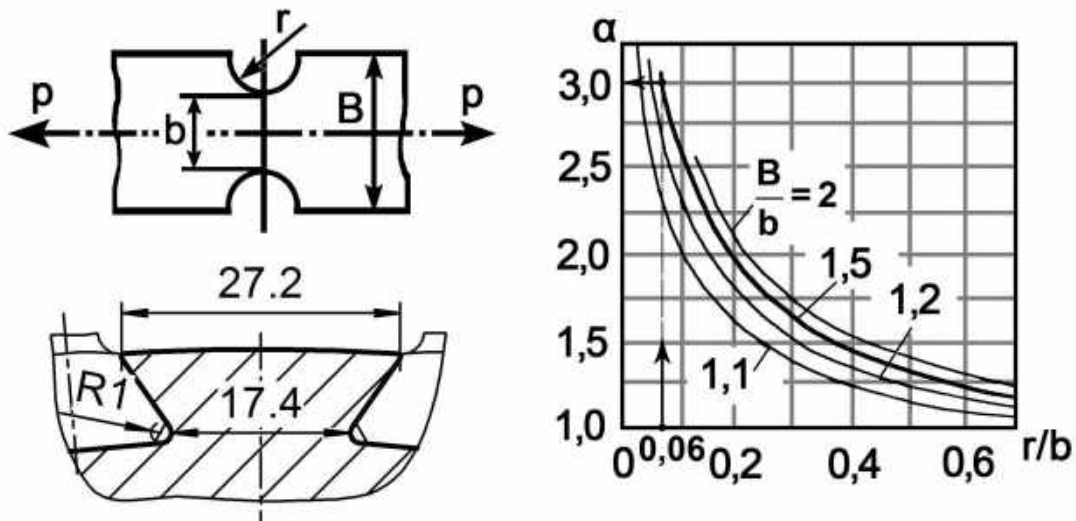


Рисунок 5.2 – Визначення коефіцієнта концентрації

Таким чином, коефіцієнт концентрації для зазначеної геометрії є таким:
 $a_k = 3,0$.

Справжні розтягувальні напруження в корені гребеня

$$\sigma_{p \max} = a_k \sigma_{p.k} = 3,0 \cdot 41 = 123 \text{ МПа.}$$

9. Розрахунок зрізувальних напружень у хвостовику лопатки за виразом (4.8):

$$\tau_{зр II} = \frac{P_{відц.л}}{2h_{II}b} = \frac{18730}{2 \cdot 0,0085 \cdot 0,023} = 47,9 \text{ МПа.}$$

10. Обчислення зрізувальних напружень у міжпазовому виступі диска за формулою (4.9):

$$\tau_{зр III} = \frac{P_{відц.л}}{2h_{III}b} = \frac{18730}{2 \cdot 0,0069 \cdot 0,023} = 59 \text{ МПа.}$$

11. Порівняння по кожному виду навантаження отриманих напружень з напружено-деформованим станом раніше виконаних конструкцій (див. таблицю 4.1), а також розрахунок коефіцієнтів запасу міцності. Як допустимі напруження слід брати:

- для пластичних матеріалів – границю текучості σ_T ;
- для крихких матеріалів, діаграми розтягнення яких не мають ділянки текучості, – умовну границю текучості $\sigma_{0,2}$ як напруження, при яких залишкова деформація становить 0,2 %.

Для останніх ступенів компресора необхідно врахувати зменшення допустимого рівня напружень, спричинене температурним впливом на міцнісні характеристики матеріалу:

$$k_p = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{Pmax}} = \frac{1150}{123} = 9,3; \quad k_{зр II} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\tau_{зр II}} = \frac{1150}{47,9} = 24;$$

$$k_{зр III} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\tau_{зр III}} = \frac{1150}{59} = 19,5.$$

Аналіз отриманих значень коефіцієнтів запасу міцності дає змогу зробити такі висновки:

- значення отриманих коефіцієнтів запасу міцності становлять не менше 3, отже, спроектоване з'єднання лопатки компресора з диском типу «ластівчин хвіст» відповідає нормам міцності;
- із усіх типів напружено-деформованого стану найбільш небезпечним є розтяг у перемичці гребеня диска, для якого коефіцієнт запасу міцності має мінімальне значення ($k_p = 9,3$);
- покращити картину напружено-деформованого стану можна, зменшивши концентрацію напружень шляхом збільшення радіуса заокруглення в корені гребеня;

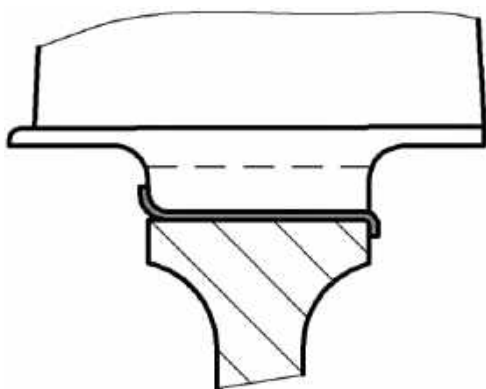


Рисунок 5.3 – Рекомендована модифікація з'єднання лопатки компресора з диском

– великі значення коефіцієнтів запасу міцності вказують на необхідність оптимізації з'єднання; оптимізацію можна виконати шляхом зменшення довжини паза та хвостовика, тобто зменшенням товщини обода диска (рисунок 5.3), що додатково приведе до зменшення як маси робочого колеса, так і навантажень, що діють на диск.

5.2 Розрахунок з'єднання типу «вушко»

Задача: виконати перевірний розрахунок на міцність з'єднання лопатки з диском компресора типу «вушко». Лопатка та диск виготовлені з титанового сплаву, палець – із високолегованої сталі. Розрахункову схему хвостовика зображено на рисунку 4.4, діючі навантаження й параметри наведено в таблиці 5.2 і показано на рисунку 5.4.

Таблиця 5.2 – Вихідні дані до розрахунку замка типу «вушко»

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Кількість робочих лопаток	z	25	–
Густина матеріалу лопатки та диска	ρ	4530	кг/м ³
Густина матеріалу пальця	ρ	7800	кг/м ³
Модуль пружності матеріалу лопатки та диска	E_1	$1,15 \cdot 10^5$	МПа
Модуль пружності матеріалу пальця	E_2	$2 \cdot 10^5$	МПа
Коефіцієнт Пуассона (однаковий для всіх матеріалів)	μ	0,3	–
Частота обертання ротора	n	10750	об/хв
Розтягувальні напруження в кореновому перерізі лопатки	$\sigma_{p.k}$	149,3	МПа
Площа коренового перерізу лопатки	F_k	$2,09 \cdot 10^{-4}$	м ²
Маса частини хвостовика лопатки, розташованої вище перерізу А–А	m_2	0,038	кг
Сумарна маса хвостовика	m_x	0,052	кг
Маса пальця	m_3	0,023	кг
Сумарна маса обода на ділянці «а-б-в-г-д-е»	m_4	0,048	кг
Сумарна маса обода на ділянці «а-б-в-г»	m_5	0,006	кг
Маса частини пальця, розташованої всередині хвостовика	m_6	0,013	кг

Продовження таблиці 5.2

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Радіус центра ваги частини хвостовика, розташованої вище осі отвору під палець	$R_{ц.в.2}$	0,112	м
Радіус центра ваги всього хвостовика	$R_{ц.в.х.}$	0,108	м
Радіус центра ваги ділянки « а-б-в-г-д-е » обода	$R_{ц.в.4}$	0,107	м
Радіус центра ваги ділянки « а-б-в-г » обода	$R_{ц.в.5}$	0,109	м
Діаметр кола, що є геометричним місцем центрів отворів для пальців в ободі диска	$D_{д.о}$	0,2	м

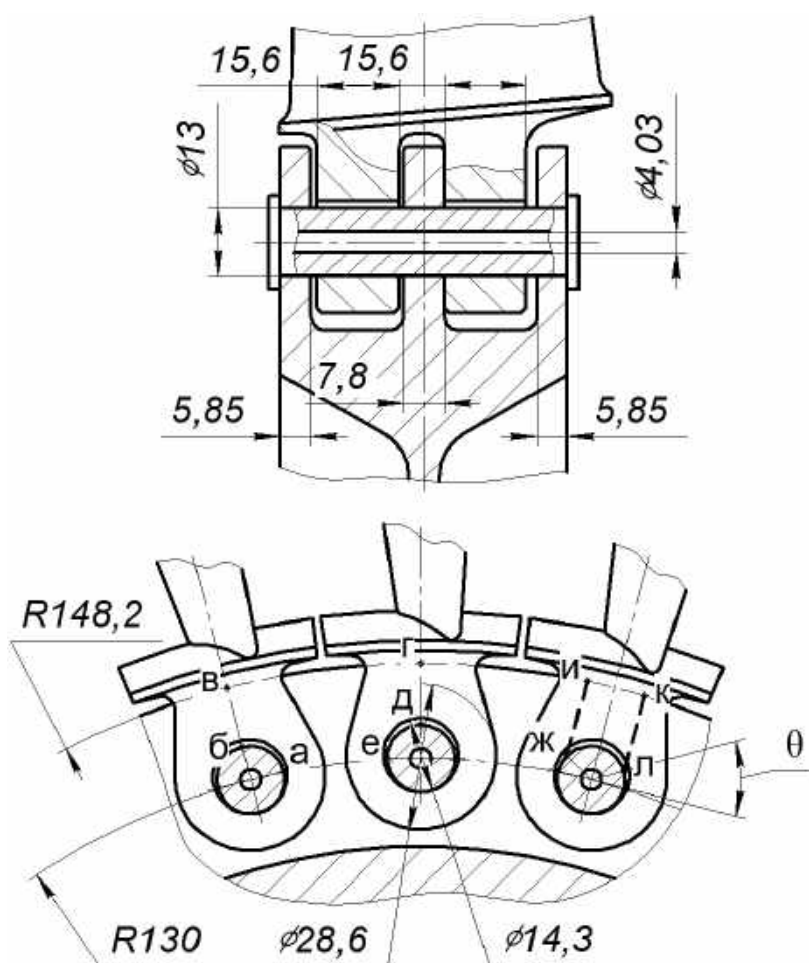


Рисунок 5.4 – Розміри з'єднання типу "вушко"

Послідовність виконання розрахунку:

1. Визначення додаткових вихідних даних.
Кутова частота обертання ротора

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 10750}{30} = 1125 \text{ рад/с.}$$

2. Розрахунок відцентрових сил, що навантажують елементи з'єднання, за виразами (4.21), (4.22):

– відцентрова сила пера лопатки

$$P_{відц.п} = \sigma_{р.к} F_k = 149,3 \cdot 10^6 \cdot 2,09 \cdot 10^{-4} = 31204 \text{ Н};$$

– відцентрова сила частини хвостовика, розташованої вище перерізу А–А,

$$P_{відц.2} = m_2 R_{ц.в.2} \omega^2 = 0,038 \cdot 0,112 \cdot 1125^2 = 5386,5 \text{ Н};$$

– відцентрова сила всього хвостовика

$$P_{відц.х} = m_x R_{ц.в.х} \omega^2 = 0,052 \cdot 0,108 \cdot 1125^2 = 7108 \text{ Н};$$

– відцентрова сила пальця

$$P_{відц.3} = m_3 \frac{D_{д.о}}{2} \omega^2 = 0,023 \cdot \frac{0,2}{2} \cdot 1125^2 = 2911 \text{ Н};$$

– сумарна відцентрова сила ділянки «а-б-в-г-д-е» для всіх ребер обода диска

$$\sum_{i=1}^3 (P_{відц.4})_i = m_4 R_{ц.в.4} \omega^2 = 0,048 \cdot 0,107 \cdot 1125^2 = 5823 \text{ Н};$$

– сумарна відцентрова сила ділянки «а-б-в-г» для всіх кільцевих ребер обода диска

$$\sum_{i=1}^3 (P_{відц.5})_i = m_5 R_{ц.в.5} \omega^2 = 0,006 \cdot 0,109 \cdot 1125^2 = 828 \text{ Н};$$

– відцентрова сила ділянки пальця з довжиною, що дорівнює сумарній ширині вушка хвостовика лопатки,

$$P_{відц.6} = m_6 \frac{D_{д.о}}{2} \omega^2 = 0,013 \cdot \frac{0,2}{2} \cdot 1125^2 = 1645 \text{ Н}.$$

3. Визначення розтягувальних напружень у перерізі А–А вушка за виразом (4.10):

$$\sigma_{p.l} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц.2}}{(D-d) \sum_{i=1}^k b_i} = \frac{31204 + 5386,5}{(0,022 - 0,011) \cdot (0,012 + 0,012)} = 139 \text{ МПа.}$$

4. Обчислення питомого навантаження по лінії контакту між лопаткою та пальцем відповідно до виразу (4.12):

$$p = \frac{P_{відц.л}}{\sum_{i=1}^k b_i} = \frac{31204 + 7108}{2 \cdot 0,012} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

5. Розрахунок максимальних контактних напружень у з'єднанні за формулою (4.11):

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 0,798 \sqrt{p \frac{d-d_n}{d d_n} \frac{E_1 E_2}{(1-\mu^2)(E_1+E_2)}} = \\ &= 0,798 \sqrt{\frac{1,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,011-0,01}{0,011 \cdot 0,01}}{(1-0,3^2)} \cdot \frac{1,15 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{11}}{1,15 \cdot 10^{11} + 2 \cdot 10^{11}}} = 862 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

6. Розрахунок розтягувальних напружень у коловому перерізі обода диска, що проходить через осі отворів для пальців, за виразом (4.13):

$$\sigma_{p.o} = \frac{P_{відц.\Sigma}}{F_{об}} = \frac{P_{відц.\Sigma}}{\left(\frac{\pi}{z} D_{o.o} - d_o\right) \sum_{i=1}^s (b_o)_i} = \frac{37183 + 2911 + 5823}{\left(\frac{\pi}{25} \cdot 0,2 - 0,01\right) \cdot 0,015} = 202,3 \text{ МПа.}$$

7. Визначення зминальних напружень на поверхнях контакту між пальцем і хвостовиком лопатки за формулою (4.15):

$$\sigma_{зм.х} = \frac{P_{відц.л}}{d_n \sum_{i=1}^k b_i} = \frac{37183}{0,01 \cdot 0,024} = 154,9 \text{ МПа.}$$

8. Обчислення зминальних напружень на поверхнях контакту між пальцем і диском за виразом (4.16):

$$\sigma_{зм.д} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц.з}}{d_n \sum_{i=1}^s (b_{\partial})_i} = \frac{37183 + 2911}{0,01 \cdot 0,015} = 267,3 \text{ МПа.}$$

9. Розрахунок сумарної зрізувальної сили, що діє на гребені обода диска, за формулою (4.19):

$$P_{зр.з} = P_{відц.л} + P_{відц.з} + \sum_{i=1}^s P_{відц.5_i} = 37183 + 2911 + 828 = 40922 \text{ Н.}$$

10. Обчислення кута, що обмежує ділянку зрізу в гребенях обода диска, за виразом (4.18):

$$\theta = \arcsin\left(\frac{d_n}{2h}\right) = \arcsin\left(\frac{0,01}{0,014}\right) = 45,6^\circ.$$

11. Визначення зрізувальних напружень в ободі диска (4.17) за знайденими значеннями:

$$\begin{aligned} \tau_{зр.д} &= \frac{P_{зр.з} \cos \theta}{(2h - d_n \sin \theta) \sum_{i=1}^s b_{\partial_i}} = \\ &= \frac{40922 \cdot \cos 45,6^\circ}{(2 \cdot 0,014 - 0,01 \cdot \sin 45,6^\circ) \cdot 0,015} = 91,5 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

12. Обчислення зрізувальних напружень у пальці за виразом (4.20):

$$\tau_{зр.п} = \frac{P_{відц.л} + P_{відц.6}}{\frac{\pi}{4} n_0 (d_n^2 - d_o^2)} = \frac{37183 + 1645}{\frac{3,14}{4} \cdot 4 \cdot (0,01^2 - 0,0031^2)} = 136,7 \text{ МПа.}$$

13. Порівняння отриманих результатів із напруженим станом наявних конструкцій (див. таблицю 4.2).

Коефіцієнти запасу міцності для кожної деталі можна визначити за видом навантаження, що спричиняє максимальні напруження:

– за контактними напруженнями у з'єднанні

$$k_K = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_K} = \frac{1150}{862} = 1,33;$$

– за зминальними напруженнями на поверхнях контакту між пальцем і хвостовиком лопатки

$$k_{зм.х} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зм.х}} = \frac{1150}{154,9} = 7,4 ;$$

– за зминальними напруженнями на поверхнях контакту між пальцем і диском

$$k_{зм.д} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зм.д}} = \frac{1150}{267,3} = 4,3 ;$$

– за зрізувальними напруженнями в пальці

$$k_{зр.п} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зр.п}} = \frac{850}{136,7} = 6,2 .$$

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити такі висновки:

1. Прийнята конструкція з'єднання лопатки з диском типу «вушко» не відповідає нормам міцності за контактними напруженнями, оскільки коефіцієнт запасу за цим типом напружень – менше допустимого: $k_k = 1,33 < 3$. Окрім того, розрахункові напруження перевищують такі в наявних конструкціях на 7,8 % (див. таблицю 4.2).

2. За рештою видів навантаження взята конструкція відповідає нормам міцності, а найбільш небезпечними є зминальні напруження в ободі диска, для якого коефіцієнт запасу $k_{зм.д} = 4,3 > 3$.

3. Для виконання умов міцності необхідно зменшити рівень контактних напружень у вушку, для чого слід зменшити радіальний зазор у з'єднанні.

5.3 Розрахунок з'єднання ялинкового типу

Задача: виконати перевірний розрахунок на міцність з'єднання лопатки з диском турбіни високого тиску. Хвостовик лопатки ялинкового типу – парний, тобто в один паз диска встановлюються дві лопатки. Розрахункову схему хвостовика зображено на рисунках 4.5–4.7, діючі навантаження й геометричні параметри наведено в таблиці 5.3.

У правильно спроектованому замку зминальні, згинальні й зрізувальні напруження на всіх зубцях мають бути однаковими. Ураховуючи, що метою перевірного розрахунку є аналіз головного критерію працездатності спроектованої конструкції, розрахунки слід виконувати для всіх пар зубів.

Таблиця 5.3 – Вихідні дані до розрахунку замка ялинкового типу

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Кількість робочих лопаток	z	118	–
Густина матеріалу лопатки та диска	ρ	8200	кг/м ³
Частота обертання ротора	n	13800	об/хв
Розтягувальні напруження в кореновому перерізі лопатки	$\sigma_{p.k}$	225,5	МПа
Площа коренового перерізу лопатки	F_K	$1,23 \cdot 10^{-4}$	м ²
Довжина контактної поверхні i -ї пари зубів	b_1 $b_2 = b_3$	0,0266 0,028	м
Ширина контактної поверхні	c	0,002	м
Кут між середніми лініями гребенів хвостовика та паза диска (кут клина хвостовика)	φ	40	град.
Кут між середньою лінією гребеня та робочою поверхнею зуба	θ	105	град.
Кут між робочою та неробочою поверхнями зуба	γ	55	град.
Плече прикладення сили, що спричиняє згин зуба	e	0,0009	м
Висота основи зуба, що сприймає згин	h_{ze}	0,0042	м
Висота основи зуба, що сприймає зріз	h_{zp}	0,0039	м
Мінімальна ширина перемички між двома сусідніми западинами i -ї пари зубів хвостовика	l_1 l_2 l_3	0,0138 0,0103 0,0068	м
Мінімальна ширина перемички між двома сусідніми западинами i -ї пари зубів гребеня	a_1 a_2 a_3	0,009 0,012 0,0151	м
Маса бандажної полиці	m_b	0,0034	кг
Радіус центра ваги бандажа	$R_{ц.в.б}$	0,317	м
Маси ділянок хвостовика	m_I m_{II} m_{III}	0,0292 0,0083 0,0069	кг
Радіуси центрів ваги ділянок хвостовика	$R_{ц.в.I}$ $R_{ц.в.II}$ $R_{ц.в.III}$	0,26 0,25 0,245	м
Маси ділянок гребеня	m'_I m'_{II} m'_{III}	0,0088 0,0147 0,0181	кг
Радіуси центрів ваги ділянок гребеня	$R'_{ц.в.I}$ $R'_{ц.в.II}$ $R'_{ц.в.III}$	0,252 0,2477 0,2428	м

Послідовність виконання розрахунку:

1. Визначення додаткових вихідних даних:

– кутова частота обертання ротора

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 13800}{30} = 1444 \text{ рад/с};$$

– центральний кут між площинами симетрії двох сусідніх пазів (див. рисунок 4.7)

$$\alpha = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{118} = 3,051^\circ;$$

– кут нахилу контактної поверхні зуба (рисунок 4.6, а)

$$\theta = \frac{\varphi}{2} + (\beta - 90^\circ) = \frac{40^\circ}{2} + (105^\circ - 90^\circ) = 35^\circ.$$

2. Обчислення, як і в разі розрахунку з'єднання лопатки з диском типу «вушко», зусиль, що діють на елементи замка ялинкового типу:

– відцентрова сила пера лопатки

$$P_{\text{відц.п}} = \sigma_{\text{р.к}} F_{\text{к}} = 225,5 \cdot 10^6 \cdot 1,23 \cdot 10^{-4} = 27737 \text{ Н};$$

– відцентрова сила бандажної полиці

$$P_{\text{відц.б}} = m_{\text{б}} R_{\text{ц.в.б}} \omega^2 = 0,0034 \cdot 0,317 \cdot 1444^2 = 2247 \text{ Н};$$

– відцентрові сили ділянок хвостовика лопатки, що навантажують перерізи між западинами зубів у кожній парі (див. рисунок 4.7):

$$P_{\text{відц.І}} = m_{\text{І}} R_{\text{ц.в.І}} \omega^2 = 0,0292 \cdot 0,26 \cdot 1444^2 = 15830 \text{ Н};$$

$$P_{\text{відц.ІІ}} = m_{\text{ІІ}} R_{\text{ц.в.ІІ}} \omega^2 = 0,0083 \cdot 0,25 \cdot 1444^2 = 4327 \text{ Н};$$

$$P_{\text{відц.ІІІ}} = m_{\text{ІІІ}} R_{\text{ц.в.ІІІ}} \omega^2 = 0,0069 \cdot 0,245 \cdot 1444^2 = 3525 \text{ Н};$$

– відцентрові сили ділянок гребеня, що навантажують перерізи між западинами зубів у кожній парі обода диска (див. рисунок 4.7):

$$P'_{відц I} = m'_{I} R'_{ц.в. I} \omega^2 = 0,0088 \cdot 0,252 \cdot 1444^2 = 4624 \text{ Н};$$

$$P'_{відц II} = m'_{II} R'_{ц.в. II} \omega^2 = 0,0147 \cdot 0,2477 \cdot 1444^2 = 7592 \text{ Н};$$

$$P'_{відц III} = m'_{III} R'_{ц.в. III} \omega^2 = 0,0181 \cdot 0,2428 \cdot 1444^2 = 9113 \text{ Н};$$

– сумарна відцентрова сила лопатки

$$\begin{aligned} P_{відц.л} &= P_{відц.п} + P_{відц.б} + P_{відц I} + P_{відц II} + P_{відц III} = \\ &= 27737 + 2247 + 15830 + 4327 + 3525 = 53666 \text{ Н}. \end{aligned}$$

3. Розрахунок нормального навантаження на i -й зуб замка за формулою (4.26):

$$N_1 = \frac{P_{відц.л}}{\cos \theta} \frac{b_i}{\sum_{i=1}^n b_i} = \frac{53666}{0,8192} \cdot \frac{0,0266}{(0,0266 + 2 \cdot 0,028)} = 21094 \text{ Н};$$

$$N_2 = N_3 = \frac{53666}{0,8192} \cdot \frac{0,028}{(0,0266 + 2 \cdot 0,028)} = 22207 \text{ Н}.$$

4. Визначення зминальних напружень по контактній поверхні i -го зуба (рисунок 5.5, а) за виразом (4.27):

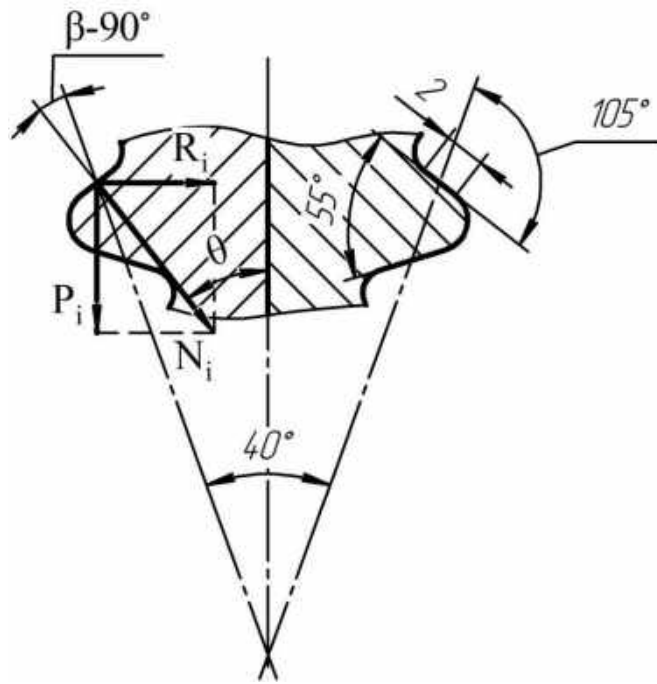
$$\sigma_{зм 1} = \frac{P_{зм 1}}{F_{зм 1}} = \frac{N_1}{c b_1} = \frac{21094}{0,002 \cdot 0,0266} = 396,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм 2, 3} = \frac{P_{зм 2, 3}}{F_{зм 2, 3}} = \frac{N_{2, 3}}{c b_{2, 3}} = \frac{22207}{0,002 \cdot 0,028} = 396,6 \text{ МПа}.$$

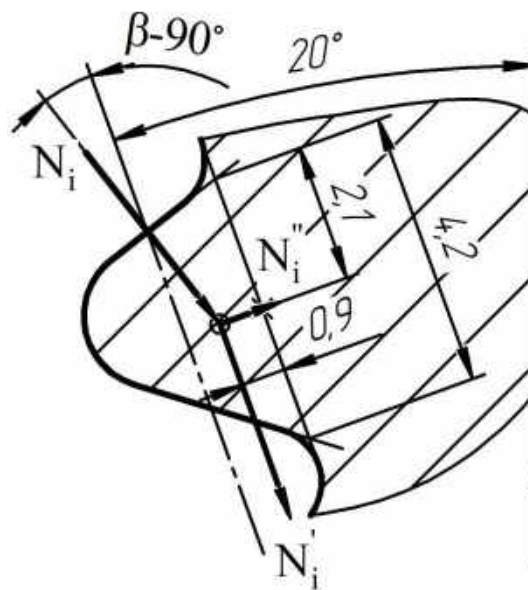
5. Розрахунок згинальних напружень у корені i -го зуба (рисунок 5.5, б) за формулою (4.31):

$$\sigma_{зг 1} = \frac{6N_1 e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_1 h_{зг}^2} = \frac{6 \cdot 21094 \cdot 0,0009 \cdot 0,966}{0,0266 \cdot 0,0042^2} = 234,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зг 2, 3} = \frac{6N_{2, 3} e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_{2, 3} h_{зг}^2} = \frac{6 \cdot 22207 \cdot 0,0009 \cdot 0,966}{0,028 \cdot 0,0042^2} = 249,7 \text{ МПа}.$$



а



б

Рисунок 5.5 – До визначення напружень у хвостовику ялинкового типу:
а – зминання; б – згин

6. Обчислення максимальних зрізувальних напружень у корені i -го зуба (рисунок 5.6) за виразом (4.32):

$$\tau_{зр1} = \frac{P_{зр1}}{F_{зр1}} = \frac{N_1 \cos(\beta - 90^\circ)}{b_1 h_{зр}} = \frac{21094 \cdot 0,966}{0,0266 \cdot 0,0039} = 212,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{3p2,3} = \frac{P_{3p2,3}}{F_{3p2,3}} = \frac{N_{2,3} \cos(\beta - 90^\circ)}{b_{2,3} h_{3p}} = \frac{22207 \cdot 0,966}{0,028 \cdot 0,0039} = 196,4 \text{ МПа.}$$

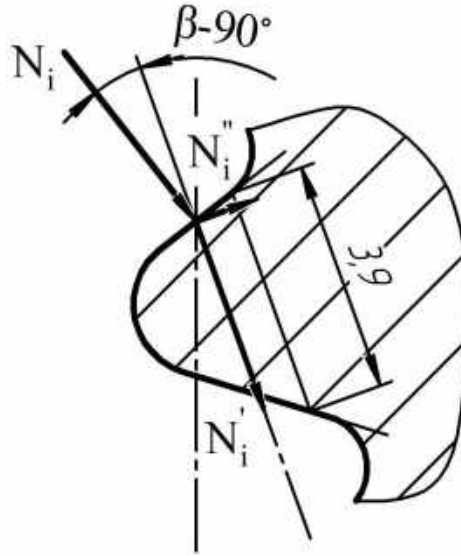


Рисунок 5.6 – До визначення зрізувальних напружень у хвостовику ялинкового типу

7. Визначення розтягувальних напружень у перерізах хвостовика між i -ми парами зубів (рисунок 5.7) для парних лопаток за формулами (4.37), (4.38):

$$\sigma_{pI(2)} = 2 \frac{P_{вiдц.п} + P_{вiдц.б} + P_{вiдц.л}}{b_l l_l} = 2 \cdot \frac{27737 + 2247 + 15830}{0,0266 \cdot 0,0138} = 249,6 \text{ МПа;}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{pII(2)} = \sigma_{pn(2)} &= 2 \frac{P_{вiдц.п} + P_{вiдц.б} + \sum_{i=1}^n P_{вiдц.и} - \sum_{i=0}^{n-1} N_i \cos \theta}{b_i l_i} = \\ &= 2 \frac{27737 + 2247 + 15830 + 4327 - 21094 \cdot 0,819}{0,028 \cdot 0,0103} = 227,9 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{pIII(2)} = \sigma_{pn(2)} &= 2 \frac{P_{вiдц.п} + P_{вiдц.б} + \sum_{i=1}^n P_{вiдц.и} - \sum_{i=0}^{n-1} N_i \cos \theta}{b_i l_i} = \\ &= 2 \left(\frac{27737 + 2247 + 15830 + 4327 + 3525}{0,0266 \cdot 0,0068} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{0,819(21094 + 22207)}{0,0266 \cdot 0,0068} \right) = 191,2 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

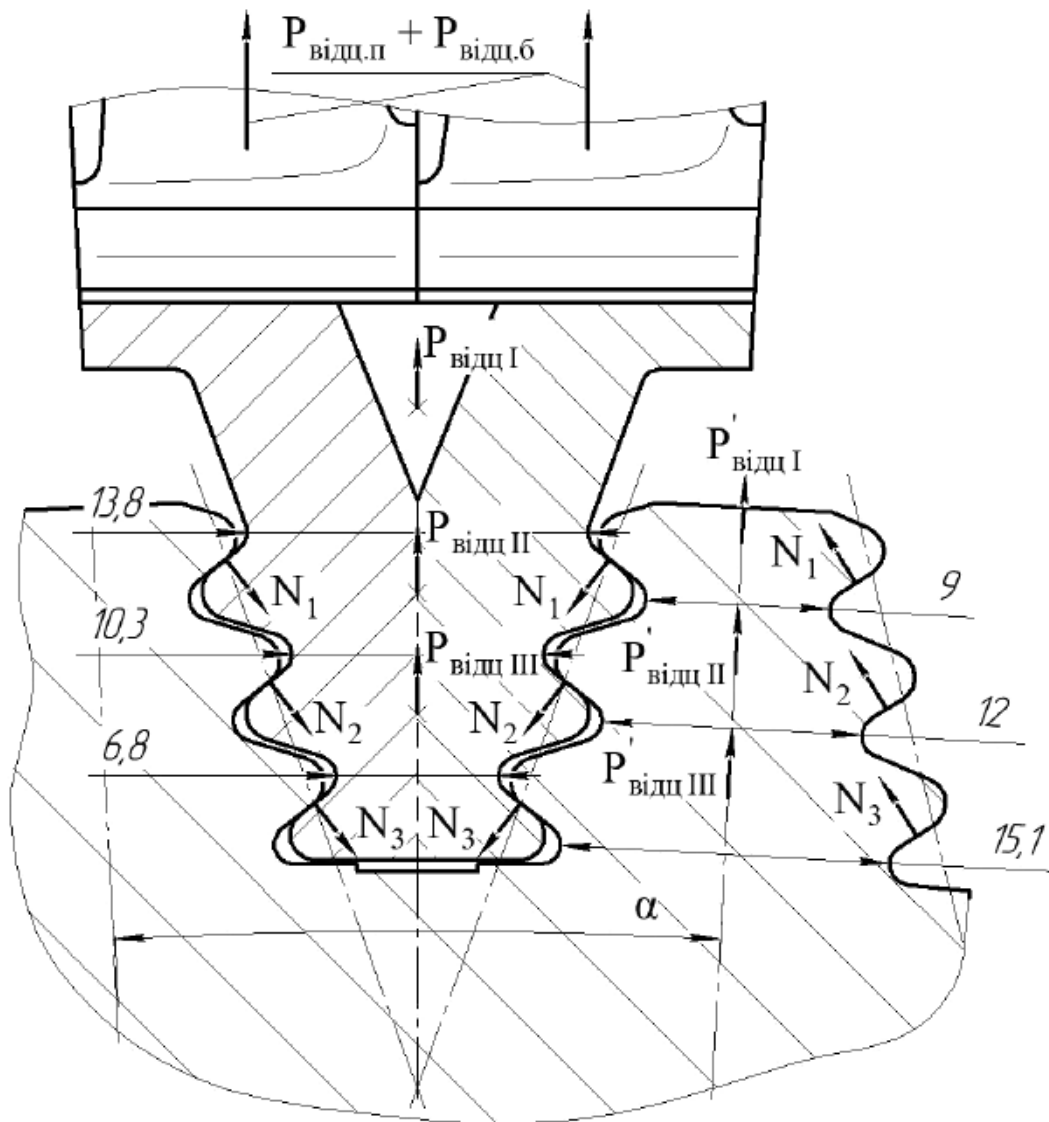


Рисунок 5.7 – До визначення розтягувальних напружень в елементах з'єднання ялинкового типу

8. Обчислення розтягувальних напружень у перерізах гребеня обода диска між i -ми парами зубів за виразами (4.39), (4.42). Для спрощення розрахунків вважають, що довжини площинок у гребені диска, які розтягуються, дорівнюють відповідним довжинам площинок у хвостовику лопатки: $d_i = b_i$. Таким чином,

$$\sigma_{p1} = \frac{2N_1 \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{вiдцI}}{a_1 b_1} = \frac{2 \cdot 21094 \cdot 0,8036 + 4624}{0,009 \cdot 0,0266} = 160,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{p2} = \frac{2N_2 \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{вiдцI} + P'_{вiдцII}}{a_2 b_2} =$$

$$= \frac{2 \cdot (21094 + 22207) \cdot 0,8036 + 7592 + 4624}{0,012 \cdot 0,028} = 205,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{p3} = \frac{2N_3 \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{відцI} + P'_{відцII} + P'_{відцIII}}{a_3 b_3} =$$

$$= \frac{2 \cdot (21094 + 2 \cdot 22207) \cdot 0,8036 + 4624 + 7592 + 9113}{0,0151 \cdot 0,028} = 299,5 \text{ МПа}.$$

9. Порівняльний аналіз напружено-деформованого стану спроектованого вузла кріплення лопаток з диском та з'єднань наявних конструкцій (див. підрозділ 5.3), а також визначення коефіцієнтів запасу міцності по кожному виду навантаження. Через високу робочу температуру з'єднання як допустимі напруження слід брати границю тривалої міцності матеріалу.

Коефіцієнти запасу міцності для кожної деталі можна визначити за видом навантаження, що спричиняє максимальні напруження:

– за зминальними напруженнями по контактній поверхні i -го зуба замка

$$K_{зм\ 2,3} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зм\ 2,3}} = \frac{700}{396,6} = 1,8;$$

– за згинальними напруженнями в корені i -го зуба замка

$$K_{зг\ 2,3} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зг\ 2,3}} = \frac{700}{249,7} = 2,8;$$

– за зрізувальними напруженнями в корені i -го зуба

$$K_{зр1} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зр1}} = \frac{700}{212,8} = 3,3;$$

– за розтягувальними напруженнями в перерізах хвостовика між i -ми парами зубів для парних лопаток

$$K_{рI\ (2)} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{рI\ (2)}} = \frac{700}{249,6} = 2,8;$$

– за розтягувальними напруженнями в перерізах гребеня обода диска між i -ми парами зубів

$$K_{p3} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{p3}} = \frac{700}{299,5} = 2,3.$$

Аналіз виконаного розрахунку показує, що в спроектованому з'єднанні робочої лопатки турбіни та диска із заданою геометрією напруження для всіх пар зубів є приблизно однаковими (для кожного типу напружено-деформованого стану – зминання, зрізу та згину). Розтягувальні напруження набувають максимальних значень у першій парі зубів – для хвостовика лопатки, і в останній парі зубів – для гребеня обода диска.

Серед усіх розрахованих напружень найбільшими є зминальні напруження, що є наслідком малої ширини контактної поверхні зуба.

Норми міцності виконуються лише за зрізувальними напруженнями зуба. Підвищення запасів міцності за іншими типами напружено-деформованого стану може бути досягнуто такими способами. Перший спосіб пов'язаний зі зменшенням діючих навантажень як унаслідок відмови від застосування лопаток з бандажними полицями (у цьому випадку для зменшення втрат може знадобитися впровадження системи активного керування радіальним зазором), так і внаслідок переходу на інші типорозміри хвостовика для збільшення його несної здатності. Другий спосіб – збільшення допустимого рівня напружень шляхом використання більш жароміцного матеріалу або оптимізації теплового стану з'єднання.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

Марценюк, Е. В. Расчет замков рабочих лопаток компрессоров и турбин [Текст] : учеб. пособие / Е. В. Марценюк. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2015. – 52 с.

Єпіфанов, С. В. Конструкція авіаційних газотурбінних двигунів [Текст] : підручник / С. В. Єпіфанов, В. С. Чигрин. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2022. – 336 с.

Штода, А. В. Конструкция авиационных газотурбинных двигателей [Текст] : учеб. для вузов / А. В. Штода, В. А. Секистов, В. В. Кулешов; под общ. ред. А. В. Штоды. – Киев : КВВАИУ, 1982. – 436 с.

ГОСТ 23537–79. Лопатки авиационных осевых компрессоров и турбин. Термины и определения. – Введ. 01.01.1980. – М. : Изд-во стандартов, 1979. – 30 с.

ОСТ 1 11031–81. Соединение лопаток с дисками типа «ласточкин хвост» ГТД. Конструкция и размеры. – Введ. 01.01.1988. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 16 с.

ОСТ 1 10780–72. Двигатели газотурбинные. Соединение лопаток с дисками типа «шарнир». Конструкция и размеры. – Введ. 01.07.1973. – М. : Изд-во стандартов, 1973. – 14 с.

ОСТ 1 10975–81. Соединения лопаток с дисками елочного типа газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. – Введ. 01.01.1983. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 93 с.

Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1988. – 736 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ВИМОГИ ДО З'ЄДНАНЬ	4
2 ТИПИ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЛОПАТОК ГТД.....	4
2.1 Циліндричний замок	4
2.2 Замок типу «ластівчин хвіст»	5
2.3 Кріплення робочих лопаток у кільцевому пазу.....	9
2.4 Замок типу «вушко».....	10
2.5 Замок ялинкового типу	11
3 ПРИПУЩЕННЯ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ	14
4 ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ З'ЄДНАНЬ ЛОПАТОК З ДИСКАМИ.....	15
4.1 Методика розрахунку замка типу «ластівчин хвіст»	15
4.2 Методика розрахунку замка типу «вушко»	20
4.3 Методика розрахунку замка ялинкового типу	24
5 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ЗАМКІВ.....	30
5.1 Розрахунок з'єднання типу «ластівчин хвіст»	30
5.2 Розрахунок з'єднання типу «вушко»	36
5.3 Розрахунок з'єднання ялинкового типу	41
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	50

Навчальне видання

Марценюк Євген Вікторович

РОЗРАХУНОК ЗАМКІВ РОБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРІВ І ТУРБІН

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2024

Підписано до друку 26.07.2024

Формат 60x84 1/16. Папір офс. Офс. друк

Ум. друк. арк. 2,9. Обл.-вид. арк. 3,25. Наклад 50 пр.

Замовлення 87-24. Ціна вільна

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001