

УДК 621.717

Л. Я. РОП'ЯК

СКЛАДАЛЬНІ НАПРУЖЕННЯ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Проаналізовано умови роботи відцентрових вентиляторів, причини виходу з ладу їх робочих коліс і встановлено, що найбільш небезпечним є втомне руйнування заднього диска та конічної кришки у місці їх з'єднання зі ступицею за допомогою болтів із гайками. Зроблено огляд методів складання напружених конструкцій в машинобудуванні. Сформульовано та розв'язано задачу про складальні напруження в системі «задній диск (кільцева пластина) – ступиця – конічна кришка (конічна оболонка)», які спричинені похибкою формоутворення конічної поверхні оболонки. Встановлено, що найбільші еквівалентні напруження, обчислені з використанням енергетичної теорії міцності, досягаються на внутрішній межі спряження заднього диска зі сходиною ступиці. Запропоновано методику розрахунку величини взаємного переміщення (попереднього зазору) при складанні заднього диска, ступиці та конічної кришки, яке забезпечує заданий коефіцієнт запасу міцності робочого колеса.

Ключові слова: складання, зазор, робоче колесо, відцентровий вентилятор, кільцева пластина, конічна оболонка, складальні напруження, еквівалентні напруження, коефіцієнт запасу міцності.

Проведен анализ условий работы центробежных вентиляторов, причин выхода из строя их рабочих колес и установлено, что наиболее опасным является усталостное разрушение заднего диска и конической крышки в месте их соединения со ступицей при помощи болтов с гайками. Сделан обзор методов сборки напряженных конструкций в машиностроении. Сформулирована и решена задача о сборочных напряжениях в системе «задний диск (кольцевая пластина) – ступица – коническая крышка (коническая оболочка)», вызванных погрешностью формообразования конической поверхности оболочки. Установлено, что наибольшие эквивалентные напряжения, рассчитанные с использованием энергетической теории прочности, достигаются на внутренней границе сопряжения заднего диска со ступенькой ступицы. Предложена методика расчета величины взаимного перемещения (предварительного зазора) при сборке заднего диска, ступицы и конической крышки, при котором будет обеспечен заданный коэффициент запаса прочности рабочего колеса.

Ключевые слова: сборка, зазор, рабочее колесо, центробежный вентилятор, кольцевая пластина, коническая оболочка, сборочные напряжения, эквивалентные напряжения, коэффициент запаса прочности.

The operation conditions of centrifugal fans and the reasons of the impellers' failures were analyzed and found that the most dangerous is fatigue failure of the hub plate and a conical lid in place of their connection to the hub with bolts and washers. The review of methods for composing the stressed structures in the mechanical engineering was done. We've formulated and solved the problem about assembly stresses in the "hub plate (circular plate) – hob – conical cap (conical shell)" system that were caused by the error of forming of a conical surface shell. To describe an axially symmetrical design of the composed structure we used an equation from the classical theory of conical shells and circular plates. Fitting conditions of the shell and the plate take into account the presence of the technological joint gap (tension). Based on the analytical solution of the problem it was revealed that the biggest equivalent stresses, calculated using the maximum-strain-energy of failure theory, can be achieved on the inner boundary of fitting hub plate and hob step. We suggest the methodology of calculating the amount of relative motion (previous gap) when composing the hub plate, hob and conical shell that provides a specified safety factor of the impeller.

Keywords: fitting, gap clearance, impeller, centrifugal fan, hub plate, conical shell assembly stresses, equivalent stresses, safety factor.

Вступ. Вентилятори застосовують у різних галузях промисловості та в побуті для вентиляції, провітрювання, кондиціонування повітря та повітряного опалення тощо [1], забезпечуючи при цьому належні санітарні умови праці робітників та тривалу безаварійну експлуатацію обладнання. Більшість вентиляторних установок експлуатуються в режимі всмоктування, тобто транспортують не звичайне атмосферне повітря, а повітряну суміш, яка містить у своєму складі рудникові гази чи технологічні викиди, пари, порох та інші абразивні частинки. Вентилятори працюють у постійному режимі або в режимі періодичного включення. В зв'язку з цим до вентиляторних установок висувають підвищені вимоги щодо надійності роботи, а також щодо стійкості до корозії, зношування і втоми деталей робочого колеса та корпусу вентилятора, оскільки їх вихід з ладу може призвести до виникнення аварійних ситуацій. Особливо актуальними ці питання є для газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. За будовою і принципом роботи вентилятори поділяють на осьові (аксіальні) та відцентрові (радіальні) [1, 2]. Основним вузлом вентилятора є його робоче колесо. Робоче колесо осьового вентилятора містить: ступицю, задній диск, лопаті та передній диск, а відцентрового вентилятора – ступицю, задній диск (кільцеву пластину), лопаті, передній диск (кіль-

це) та конічну кришку (конічну оболонку). В осьовому вентиляторі зазвичай повітря проходить вздовж осі обертання робочого колеса, встановленого в циліндричному корпусі. У відцентровому вентиляторі повітря входить у робоче колесо в осьовому напрямку, відхиляється в ньому на кут 90° у радіальному напрямку, і за рахунок дії відцентрових сил виходить через отвір у спіральному (равликоподібному) корпусі. Залежно від типу та конструкції вентилятора робоче колесо встановлюють на валу електродвигуна або на окремому валу.

Найменшою міцністю та жорсткістю володіють барабанні колеса відцентрових вентиляторів, які працюють у найбільш важких умовах. Вони піддаються циклічним навантаженням, які підсилюються при виникненні дисбалансу в процесі експлуатації вентилятора. Для підвищення експлуатаційних характеристик робочого колеса, виготовленого із алюмінієвого деформованого сплаву в іскробезпечному виконанні, задній диск додатково споряджають конічною кришкою (конічною оболонкою), яку по внутрішньому краю з'єднують із ступицею за допомогою болтів із гайками, а по зовнішньому краю – приклепують до периферійної частини цього диска. Обстеження зруйнованих робочих коліс відцентрових вентиляторів показали, що найбільш небезпечним є втомне руйнування заднього диска і конічної кришки у місці їх спряження зі сходиною ступиці за допомогою бол-

© Л.Я. Роп'як, 2017

тового з'єднання із гайками. В окремих випадках спостерігалось також і втомне руйнування ступиці, виготовленої із ливарного алюмінієвого сплаву.

В процесі виготовлення конічної оболонки обробкою тиском складно забезпечити отримання номінального значення кута при її вершині. Це обумовлено нестабільністю фізико-механічних властивостей алюмінієвих сплавів і товщини листів при переході від однієї партії до іншої партії металу від різних виробників прокату. Збирання неточно виготовлених деталей спричиняє появу складальних напружень, які разом із напруженнями від експлуатаційних навантажень можуть призвести до виникнення критичного напружено-деформованого стану в деталях робочого колеса відцентрового вентилятора. Тому можливість виникнення складальних напружень, керування їх рівнем та знаком слід обов'язково враховувати як на стадії розроблення технологічних процесів виготовлення деталей, так під час складання вузлів.

В машинобудуванні широко розповсюджені напружені конструкції [3]. Для забезпечення нерухомого з'єднання двох деталей по коловій циліндричній поверхні застосовують посадки з натягом, так звані пресові з'єднання (встановлення дисків і зубчастих коліс на валах, зубців у корпусі шарошки тощо). Складання цих з'єднань виконують різними способами: пресуванням, нагріванням втулки, охолодженням вала. Розрахунок міцності та деформацій деталей пресового з'єднання проводять за формулами для товстостінних циліндрів [4, 5]. З'єднання бувають дво- [4, 5] або трикомпонентні [6]. Автор [7] дослідив вплив похибок геометрії форми деталей на міцність з'єднання «вал – втулка» з натягом. Для підвищення якості з'єднань великогабаритних складених виробів запропонована технологія нанесення комбінованого покриття з чергуванням кілець різної твердості на поверхні вала, який спрягається із втулкою [8].

Для осовові фіксації деталей машин широко застосовують стопорні кільця, які встановлюють із натягом у кільцевій проточці, виконаній на валу або в отворі втулки (корпусу) [4]. Напружені конструкції також застосовують і в поршневих двигунах внутрішнього згорання, поршневих компресорах і насосах для герметизації рухомих з'єднань «циліндр – поршень». Для цього на зовнішній циліндричній поверхні поршня виконують ряд кільцевих канавок, в які встановлюють розрізні пружні поршневі металеві кільця. Оскільки ці кільця в ненапруженому стані мають зовнішній діаметр дещо більший від внутрішнього діаметра циліндра, тому під час складання їх попередньо стискають за допомогою спеціального пристрою для забезпечення входження вузла поршня в циліндр [3]. Методика розрахунку поршневих кілець наведена в монографії [9].

Окремі дослідження присвячені покращенню технологічних процесів складання. Так у роботі [10] запропоновано новий спосіб алгоритмічного формування сукупності схем складання, який дозволяє врахувати вид зв'язків між деталями та раціонально завантажувати обладнання.

У праці [11] вивчена міцність і вібрації лопатей та дисків парових турбін. Автор [12] дослідив методом скінчених елементів напружено-деформований

стан лопатей робочого колеса осьового вентилятора установки головного провітрювання шахти. Аналітичному розрахунку клемового з'єднання хвостовика лопаті із дисками та ступицею залежно від виду спряження та кута обхоплення деталей робочого колеса осьового вентилятора наддуву газоперекачуючого агрегату ГТК-25И присвячена робота [13].

Проведений аналіз нормативної, науково-технічної, патентної та довідкової літератури показав, що дослідники зосереджуються в основному на вивченні з'єднання «вал – втулка», вдосконаленні технології виготовлення деталей і складання вузлів, але практично відсутні відомості про вибір кутових параметрів конічної кришки (конічної оболонки) при складанні робочих коліс відцентрових вентиляторів та їх напружено-деформований стан (складальні напруження). Це стримує раціональний вибір зазорів (натягів) у системі «задній диск (кільцева пластина) – ступиця – конічна кришка (конічна оболонка)» для забезпечення підвищення ресурсу їх роботи.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи полягає в розробленні методики розрахунку складальних напружень у робочому колесі відцентрового вентилятора, які зумовлені похибками формоутворення конічної поверхні оболонки, та в обґрунтуванні допустимих зазорів (натягів) задля досягнення прийнятно-го запасу міцності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити математичну модель складеного вузла «задній диск – ступиця – конічна кришка» з кутом при вершині конуса оболонки, що різниться від номінального;

- визначити еквівалентні складальні напруження в деталях робочого колеса, що залежать від величини зазору (натягу);

- встановити допустимі значення зазорів, за яких забезпечується потрібний запас міцності конструкції.

Матеріали, технологія виготовлення деталей та складання робочого колеса відцентрового вентилятора. Для виготовлення деталей робочого колеса відцентрового вентилятора (рис. 1) використали алюмінієвий деформований сплав Д16Т з хімічним складом за ГОСТ 4784-74. Механічні властивості: межа міцності – 392–421 МПа; умовна межа текучості – 255–274 МПа; відносне залишкове видовження – 10–12 %; модуль пружності Юнга – $72 \cdot 10^9$ Па; коефіцієнт Пуассона – 0,3.

Для виготовлення робочих коліс були розроблені технологічні процеси механічної обробки деталей і складання вузлів, а також оснащення та штампи.

Заготовку ступиці отримували із круга діаметром 250 мм шляхом відрізання дисковою пилою на відрізаному круглопилному автоматі моделі 8Г663. Токарні операції виконували на токарному патронно-центровому верстаті 16К20Ф3. Обробку отворів на сходинці ступиці та нарізання в них різьби проводили на вертикально-свердлильному верстаті 2Н118. Шпоноківий паз у центральному отворі ступиці отримували на горизонтально-протяжному верстаті 7Б56.

Заготовки (з круглими отворами) заднього диска (кільцевої пластини) вирубували із листа завтовшки 6 мм, переднього диска (кільця) та конічної кришки –

із листа завтовшки 3 мм відповідно на механічних гільйотинних ножицях НД3316. Механічну обробку проводили на токарно-гвинторізному верстаті 166 і на радіально-свердильному верстаті 2А55. Прямокутні отвори (по три для кожної лопаті) в задньому диску та передньому диску отримували за допомогою пробивного штампа на механічному пресі КГ2132. Формування конічної поверхні кришки (конічної оболонки) проводили ротаційним видавлюванням з використанням матриці, притискного пристрою та ролика на токарно-гвинторізному верстаті 166. Після цього розточували центральний отвір у діаметр 100 мм.

Заготовки лопатей вирубували із листа товщиною 3 мм на механічних гільйотинних ножицях НД3316, після цього їх обробляли на вертикально-фрезерному верстаті 6Р13Ф3. Формування циліндричної поверхні лопаті проводили за допомогою згинального штампа на гідравлічному одностояковому пресі П6320Б.

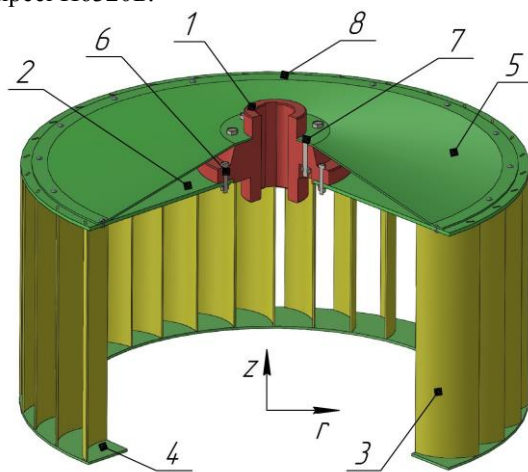


Рис. 1 – Загальний вигляд робочого колеса відцентрового вентилятора: 1 – ступиця; 2 – задній диск (кільцева пластина); 3 – лопаті; 4 – передній диск (кільце); 5 – конічна кришка (конічна оболонка); 6, 7 – болтові з'єднання із гайками; 8 – заклепкове з'єднання.

Технологічний процес складання робочого колеса відцентрового вентилятора (рис. 1) реалізують в два етапи. Спочатку встановлюють виступи лопатей (три з кожного кінця) в периферійні прямокутні отвори заднього та переднього дисків відповідно і розклепують їх торці. Тобто складають «барабан». На другому етапі складання в центральний отвір заднього диска встановлюють ступицю, суміщають периферійні різьбові отвори на її сходинці з отворами цього диска, вставляють у них болти і закручують гайки. Завершуючи процес складання, на ступицю встановлюють конічну кришку, суміщають її отвори із різьбовими отворами в ступиці та з отворами на периферійній частині диска відповідно. До ступиці конічну кришку нерухомо приєднують за допомогою болтових з'єднань із гайками, а до диска – заклепковими з'єднаннями. Після цього проводять технічний контроль якості та точності складання робочого колеса. Далі здійснюють статичне та динамічне балансування робочого колеса.

В процесі виготовлення конічної оболонки можливі різні варіанти отримання величини кута при її

вершині. Тому залежно від величини кута при вершині конічної оболонки, за умов сталого лінійного розміру H – висоти сходинки ступиці, можливі різні варіанти взаємного розташування деталей перед їх з'єднанням при складанні робочого колеса відцентрового вентилятора (табл. 1).

Таблиця 1
Варіанти взаємного розташування деталей робочого колеса перед їх з'єднанням

Номер варіанта	Кут при вершині конічної оболонки	Розташування конічної кришки відносно*		Складальні напруження
		ступиці	заднього диска	
1	$\alpha < \alpha_n$	–	+	Присутні
2	$\alpha = \alpha_n$	+	+	Відсутні
3	$\alpha > \alpha_n$	+	–	Присутні

*) Примітка: Знак «–» – зазор між деталями; «+» – безпосередній контакт деталей

У першому варіанті складання робочого колеса слід усунути зазор шляхом притискання внутрішнього краю конічної кришки до сходинки ступиці за допомогою болтових з'єднань із гайками. Однак, це призводить до відгинання (відривання) заднього диска та конічної кришки від торцевих поверхонь сходинки ступиці, а також і до збільшення осьового розміру робочого колеса, що є неприйнятним.

У другому варіанті конічна кришка одночасно контактує із торцевою поверхнею сходинки ступиці внутрішнім краєм, а периферійною частиною – із торцевою поверхнею заднього диска. При такому з'єднанні деталей між собою складальні напруження в робочому колесі практично відсутні.

При третьому варіанті складання конічна кришка внутрішнім краєм контактує із торцевою поверхнею сходинки ступиці. Для усунення зазору між периферійними частинами конічної кришки та заднього диска їх попередньо стискають докупі струбцинами і нерухомо з'єднують заклепками. Це, в свою чергу, забезпечує додаткове притискання внутрішнього краю конічної кришки та заднього диска до торцевих поверхонь сходинки ступиці. При цьому осьовий розмір робочого колеса дещо зменшується.

Розробка методики дослідження складальних напружень у робочому колесі відцентрового вентилятора.

Постановка задачі. Розглянемо конструкцію робочого колеса відцентрового вентилятора (рис. 1), яке складається з плоского заднього диска (кільцева пластина) та конічної кришки (конічна оболонка) сталіх товщин, жорстко з'єднаних внутрішніми краями із сходинкою ступиці, а зовнішніми краями – між собою. До заднього диска (кільцевої пластини) одним кінцем приклепана система лопатей, які протилежним кінцем приклепані до переднього диска (кільця).

При складанні такої конструкції виникають певні труднощі технологічного характеру, пов'язані з тим, що в процесі виготовлення (формування) конічної поверхні оболонки обробкою тиском (штампуванням чи ротаційним видавлюванням) складно забезпечити отримання стабільного номінального значення

кута при її вершині. Кут при вершині конуса 2 завжди матиме певну похибку. Тому для зовнішнього кута доводиться при складанні усувати зазор між зовнішніми краями кільцевої пластини і конічної оболонки, а для замалого кута – між внутрішнім краєм конічної оболонки та сходиною ступиці. Розрахункова схема задачі зображена на рис. 2.

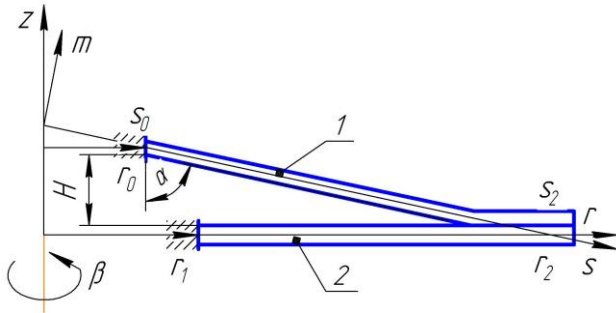


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення складальних напружень в деталях робочого колеса відцентрового вентилятора: 1 – конічна оболонка; 2 – кільцева пластинка.

Обидва випадки для малих похибок зводяться до задачі визначення напружень у складеній конструкції робочого колеса із заданим додатнім або від'ємним переміщенням δ :

$$\delta = H \frac{2(\Delta\alpha)}{\sin 2\alpha},$$

де H – висота сходинок ступиці.

Верхню деталь (конічну кришку) моделюємо зрізаною конічною оболонкою, а нижню (задній диск) – кільцевою пластинкою сталих товщин. Віднесемо пластину до циліндричної системи координат (r, β, z) , а для оболонки введемо локальні координати (s, β, m) , де $s = r / \cos \alpha$ – віддаль від вершини конуса по твірній, m – зовнішня нормаль до поверхні.

Нехай E_1, ν_1 та E_2, ν_2 – модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалів відповідно конічної оболонки та кільцевої пластини, а h_1 та h_2 – їхні товщини.

Математична модель.

1. Диференціальні рівняння сумісності деформацій та рівноваги для конічної оболонки мають вигляд:

$$\begin{aligned} L(U) - E_1 h_1 V &= 0; \\ D_1 L(V) + U &= 0, \quad s \in (s_0, s_2). \end{aligned} \quad (1)$$

Тут U, V – функції Мейснера,

$L = \left(s \frac{d^2}{ds^2} + \frac{d}{ds} + \frac{1}{s} \right) \operatorname{tg} \alpha$ – диференціальний оператор,

$D_1 = E_1 h_1^3 / (12(1 - \nu_1^2))$ – жорсткість на згин.

Сили, моменти, деформації, кут повороту та переміщення через функції U, V обчислюються за формулами [14]:

$$\begin{aligned} N_s &= -\frac{U}{s}, \quad N_\beta = -\frac{dU}{ds}, \quad Q_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{s} U; \\ M_s &= -D_1 \left(\frac{dV}{ds} + \nu \frac{V}{s} \right); \end{aligned}$$

$$M_\beta = -D_1 \left(\frac{V}{s} + \nu \frac{dV}{ds} \right);$$

$$\kappa_s = \frac{dV}{ds}, \quad \kappa_\beta = \frac{V}{s};$$

$$e_s = \frac{1}{E_1 h_1} \left(-\frac{U}{s} + \nu \frac{dU}{ds} \right),$$

$$e_\beta = \frac{1}{E_1 h_1} \left(-\frac{dU}{ds} + \nu \frac{U}{s} \right);$$

$$\vartheta_s = V, \quad u_s = C + \int_{s_0}^s e_s ds; \quad u_n = (u_s - s e_\beta) \operatorname{tg} \alpha. \quad (2)$$

Вирази для обчислення компонент переміщень та зусиль для конічної оболонки у системі координат, пов'язаній з кільцевою пластинкою (повернутій на кут α), мають вигляд:

$$\begin{aligned} u_r &= u_s \cos \alpha + u_n \sin \alpha; \\ u_z &= u_s (-\sin \alpha) + u_n \cos \alpha; \\ N_r &= N_s \cos \alpha + Q_s \sin \alpha; \\ Q_r &= N_s (-\sin \alpha) + Q_s \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

2. Диференціальні рівняння рівноваги в переміщеннях для кільцевої пластини:

$$D_2 \Delta u_z = 0;$$

$$E_2 h_2 (\Delta u_r - \frac{u_r}{r^2}) = 0, \quad r \in (r_1, r_2). \quad (4)$$

Тут u_r, u_z – відповідно радіальне та вертикальне переміщення, $\Delta = \frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr}$ – оператор Лапласа,

$D_2 = E_2 h_2^3 / (12(1 - \nu_2^2))$ – жорсткість на згин.

Кут повороту, зусилля та моменти в кільцевій пластині виражаються через переміщення і розраховуються за формулами [15]:

$$\vartheta_r = \frac{du_z}{dr};$$

$$Q_r = -D \frac{d}{dr} \Delta u_z;$$

$$N_r = \frac{E_2 h_2}{1 - \nu_2^2} \left(\frac{du_r}{dr} + \nu \frac{u_r}{r} \right);$$

$$M_r = -D_2 \left(\frac{d^2 u_z}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{du_z}{dr} \right);$$

$$M_\beta = -D_2 \left(\frac{1}{r} \frac{du_z}{dr} + \nu \frac{d^2 u_z}{dr^2} \right). \quad (5)$$

3. Крайові умови:

а) внутрішній край конічної оболонки $s = s_0$ затиснутий із заданим вертикальним складальним переміщенням (додатнім або від'ємним):

$$u_r = 0, \quad u_z = \delta, \quad \vartheta_s = 0, \quad s = s_0; \quad (6)$$

б) внутрішній край кільцевої пластини $r = r_1$ затиснутий:

$$u_r = 0, \quad u_z = 0, \quad \vartheta_r = 0, \quad r = r_1; \quad (7)$$

в) умови спряження зовнішніх країв деталей робочого колеса $s = s_2, r = r_2$:

$$\begin{aligned}
u_r|_{s=s_2} - u_r|_{r=r_2} &= 0; \\
u_z|_{s=s_2} - u_z|_{r=r_2} &= 0; \\
\vartheta_s|_{s=s_2} &= 0; \\
\vartheta_r|_{r=r_2} &= 0; \\
Q_r|_{s=s_2} + Q_r|_{r=r_2} &= 0; \\
N_r|_{s=s_2} + N_r|_{r=r_2} &= 0.
\end{aligned} \quad (8)$$

Тут δ – складальне переміщення.

Загальний розв'язок.

Загальний розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) має вигляд:

$$U(\xi) = \sum_{i=1}^4 C_i \varphi_i(\xi), \quad V(\xi) = -\frac{D_1}{\operatorname{tg} \alpha} \sum_{i=1}^4 C_i \varphi_j(\xi), \quad (9)$$

$$j = i - (-1)^i, \quad \xi = 2\lambda\sqrt{s}, \quad \lambda = \sqrt{\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{h_1}} (12(1-\nu_1^2))^{1/4},$$

$$\varphi_i(\xi) = \psi_i(\xi) - (-1)^i \frac{2}{\xi} \psi'_j(\xi), \quad (10)$$

де C_i – довільні сталі, функції ψ_i виражаються через функції Кельвіна [14]:

$$\begin{aligned}
\psi_1(\xi) &= \operatorname{ber}(\xi), \quad \psi_2(\xi) = -\operatorname{bei}(\xi), \\
\psi_3(\xi) &= -\frac{2}{\pi} \operatorname{kei}(\xi), \quad \psi_4(\xi) = -\frac{2}{\pi} \operatorname{ker}(\xi).
\end{aligned}$$

Вирази всіх кінематичних і силових чинників через функції φ_i та ψ_i та їх похідні для конічної оболонки будуть:

$$\begin{aligned}
M_s &= -\frac{D_1}{2s} \sum_{i=1}^4 C_i (\xi \psi'_i - 2(1-\nu_1) \varphi_i); \\
M_\beta &= -\frac{D_1}{2s} \sum_{i=1}^4 C_i (\nu_1 \xi \psi'_i + 2(1-\nu_1) \varphi_i); \\
Q_s &= -\frac{D_1}{s} \sum_{i=1}^4 C_i \varphi_j; \\
N_s &= \frac{D_1}{s \operatorname{tg} \alpha} \sum_{i=1}^4 C_i \varphi_j(\xi) + \frac{C_5}{s};
\end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
N_\beta &= \frac{D_1}{2s \operatorname{tg} \alpha} \sum_{i=1}^4 C_i (\xi \psi'_j - 2(1-\nu_1) \varphi_j); \\
E_1 h_1 e_s &= \frac{C_5}{s \sin \alpha \cos \alpha} - \frac{D_1}{2s \operatorname{tg} \alpha} \sum_{i=1}^4 C_i (\nu_1 \xi \psi'_j - 2(1+\nu_1) \varphi_j);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
E_1 h_1 e_\beta &= -\frac{\nu_1 C_5}{s \sin \alpha \cos \alpha} - \frac{D_1}{\operatorname{tg} \alpha}; \\
\vartheta_s &= \frac{du_n}{ds} = \left(e_s - e_\beta + \frac{1}{E_1 h_1} \frac{\nu_1 C_5}{s \sin \alpha \cos \alpha} \right) \operatorname{ctg} \alpha;
\end{aligned}$$

$$u_s = C_6 + \int_{s_0}^s e_s ds; \quad u_n = (u_s - s e_\beta) \operatorname{ctg} \alpha. \quad (12)$$

Загальним розв'язком системи рівнянь (2) буде:

$$u_z = C_7 + C_8 r^2 + C_9 \ln r + C_{10} r^2 \ln r;$$

$$u_r = C_{11} r + C_{12} / r. \quad (13)$$

Вирази силових чинників для кільцевої пласти-
ни:

$$\begin{aligned}
M_r &= -D_2 \left(2(1+\nu_2) C_8 - \frac{1-\nu_2}{r^2} C_9 + (3+\nu_2 + 2(1+\nu_2) \ln r) C_{10} \right); \\
M_\beta &= -D_2 \left(2(1+\nu_2) C_8 + \frac{1-\nu_2}{r^2} C_9 + (1+3\nu_2 + 2(1+\nu_2) \ln r) C_{10} \right); \\
Q_r &= 4D_2 C_{10} / r; \\
N_r &= E_2 h_2 \left(\frac{1}{1-\nu_2} C_{11} - \frac{1}{1+\nu_2} \frac{C_{12}}{r^2} \right).
\end{aligned} \quad (14)$$

Після підстановки виразів (9)–(14) у крайові умови (6)–(8) одержуємо систему з 12-ти лінійних алгебраїчних рівнянь для знаходження довільних сталі C_i ($i = 1, 12$).

За знайденими зусиллями та моментами підраховували компоненти тензора напружень у конічній оболонці:

$$\begin{aligned}
\sigma_s &= \frac{1}{h_1} \left(N_s + \frac{12z}{h_1^2} M_r \right); \\
\sigma_\beta &= \frac{1}{h_1} \left(N_\beta + \frac{12z}{h_1^2} M_\beta \right); \\
\tau_{sn} &= \frac{6}{h_1^3} \left(\frac{h_1^2}{4} - n^2 \right) Q_s;
\end{aligned}$$

та в кільцевій пластині:

$$\begin{aligned}
\sigma_r &= \frac{1}{h_2} \left(N_r + \frac{12z}{h_2^2} M_r \right); \\
\sigma_\beta &= \frac{1}{h_2} \left(N_\beta + \frac{12z}{h_2^2} M_\beta \right); \\
\tau_{rz} &= \frac{6}{h_2^3} \left(\frac{h_2^2}{4} - z^2 \right) Q_r.
\end{aligned}$$

Аналіз результатів дослідження складальних напружень у робочому колесі відцентрового вентилятора. Під час проведення розрахунків прийняли такі геометричні розміри та механічні властивості матеріалу деталей робочого колеса відцентрового вентилятора ВЦ-14-46-8:

- задній диск – зовнішній діаметр 810 мм, внутрішній діаметр отвору 180 мм, товщина 6 мм;
- ступиця – зовнішній діаметр 240 мм, діаметр сходинки 180 мм, висота сходинки 55 мм;
- конічна кришка – зовнішній діаметр 775 мм, внутрішній діаметр отвору 100 мм, товщина 3 мм, кут при вершині конуса $\alpha = 79^\circ 16'$;
- деформований алюмінієвий сплав Д16Т: $\sigma_T = 265$ МПа; $E = 72 \cdot 10^9$ Па; $\nu = 0,3$.

При цьому переміщення – складальний зазор (натяг) між периферійними частинами конічної кришки і заднього диска приймали $\delta = 10$ мм або між внутрішнім краєм конічної кришки та сходинки ступиці $\delta = -10$ мм відповідно.

На рис. 3. наведено результати обчислень еквівалентних складальних напружень отриманих з використанням енергетичної теорії міцності (Мізеса):

$\sigma_{eq}^{скл} = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\beta^2 - \sigma_s \sigma_\beta + 3\tau_{sn}^2}$ – для конічної оболонки та $\sigma_{eq}^{скл} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\beta^2 - \sigma_r \sigma_\beta + 3\tau_{rz}^2}$ – для кільцевої пластини.

Найбільші складальні напруження у робочому колесі досягаються на внутрішній межі кільцевої пластини і становлять: при $\delta = 10$ мм $\max \sigma_{eq}^{скл} = 280$ МПа, а при $\delta = -10$ мм – $\max \sigma_{eq}^{скл} = 283$ МПа. В силу геометричної лінійності задачі отриманий результат можна подати у вигляді:

$$\max \sigma_{eq}^{скл} = k |\delta|, \quad (15)$$

з нормуючим множником $k = \frac{280}{10} = 28,0 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$ для додатних δ або $k = \frac{283}{10} = 28,3 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$ для від'ємних δ .

Нехай $\max \tau$ – найбільші дотичні напруження від експлуатаційного крутного моменту для ідеально зібраної конструкції (без складальних напружень). Еквівалентні напруження від експлуатаційного навантаження, створеного крутним моментом, повинні підкорятися умові міцності:

$$\sqrt{3(\max \tau)^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_0}, \quad (16)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, σ_T – межа текучості матеріалу заднього диска, n_0 – початковий (проектний) коефіцієнт запасу міцності робочого колеса.

Очевидно, додаткові складальні напруження можуть ще погіршити ситуацію. Вимагатимемо, щоби у підсумку був забезпечений новий, прийнятний для нас, коефіцієнт запасу міцності $n < n_0$.

Тоді:

$$\sqrt{3(\max \tau)^2 + (\max \sigma_{eq}^{скл})^2} \leq \frac{\sigma_T}{n}. \quad (17)$$

Виключаючи із співвідношень (16), (17) величину $3(\max \tau)^2$, отримуємо величину допустимих складальних напружень в робочому колесі:

$$\max \sigma_{eq}^{скл} \leq \sigma_T \sqrt{\frac{1}{n^2} - \frac{1}{n_0^2}}. \quad (18)$$

Ураховуючи вираз (15), дістаємо остаточну оцінку для складального зазору δ :

$$|\delta| = \frac{\max \sigma_{eq}^{скл}}{k} \leq \frac{\sigma_T}{k} \sqrt{\frac{1}{n^2} - \frac{1}{n_0^2}}. \quad (19)$$

Задамося для прикладу: $\sigma_T = 265$ МПа; $n_0 = 2$; $n = 1,2$.

Задамося для прикладу: $\sigma_T = 265$ МПа; $n_0 = 2$; $n = 1,2$.

Тоді для розрахованої конструкції у разі додатних δ :

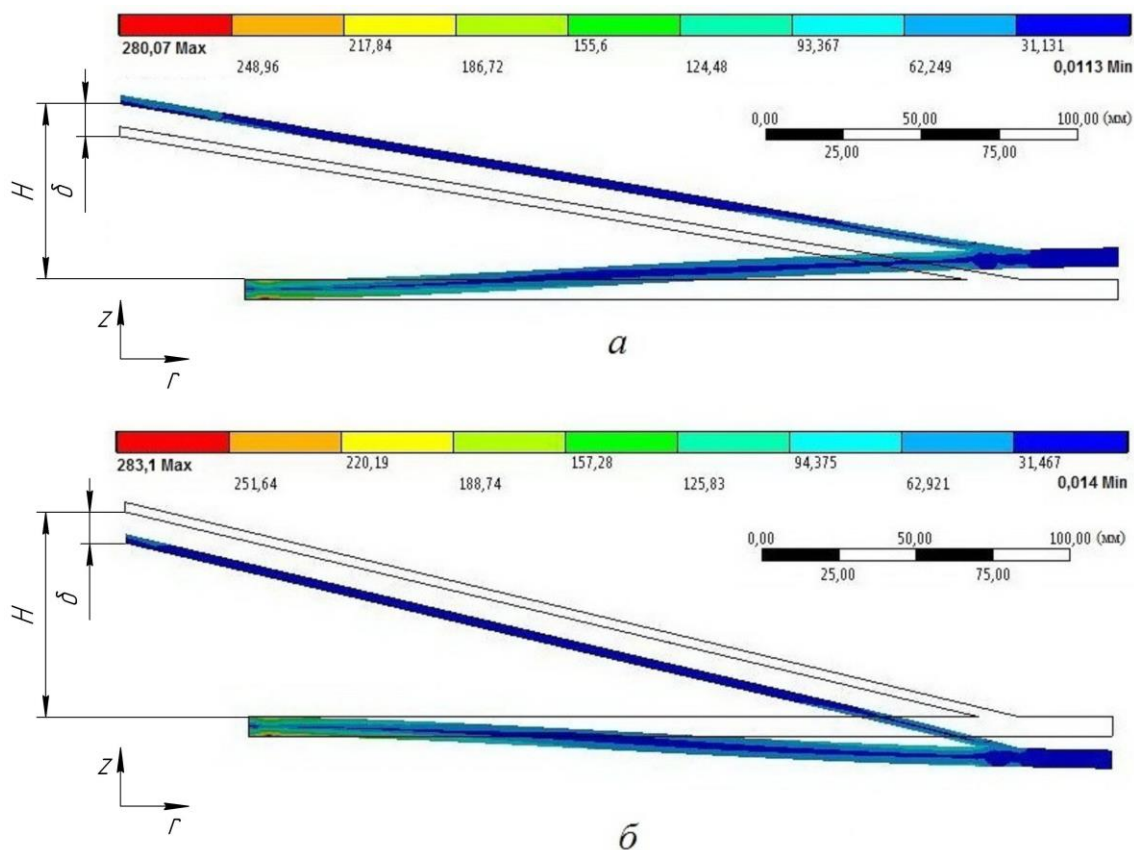


Рис. 3 – Розподіл еквівалентних напружень в робочому колесі, складеному при додатньому (а) і від'ємному (б) переміщеннях конічної кришки та заднього диска

$$\delta \leq \frac{\sigma_T}{28,0} \sqrt{\frac{1}{n^2} - \frac{1}{n_0^2}} = \frac{265}{28,0} \sqrt{\frac{1}{1,2^2} - \frac{1}{2^2}} \approx 6,3 \text{ мм},$$

а в разі від'ємних δ :

$$|\delta| \leq \frac{\sigma_T}{28,3} \sqrt{\frac{1}{n^2} - \frac{1}{n_0^2}} = \frac{265}{28,3} \sqrt{\frac{1}{1,2^2} - \frac{1}{2^2}} \approx 6,2 \text{ мм}.$$

Обговорення результатів. Результати промислових випробовувань робочих коліс відцентрових вентиляторів ВЦ-14-46-8, зібраних за третім варіантом складання – шляхом усунення зазору $\delta = 2...4$ мм між периферійними частинами конічної кришки (конічна оболонка) і заднього диска (кільцева пластина) показали підвищення їх ресурсу роботи порівняно із серійними. Це досягається за рахунок притискання внутрішніх країв деталей до торцевих поверхонь ступиці.

У подальших дослідженнях напружено-деформованого стану робочого колеса відцентрового вентилятора планується врахувати збільшення жорсткості заднього диска за рахунок приклепування до нього системи лопатей з переднім диском.

Висновки:

1. В рамках класичної теорії пластин та оболонок розроблено математичну модель складеного вузла «задній диск (кільцева пластина) – ступиця – конічна кришка (конічна оболонка)» для робочого колеса відцентрового вентилятора. Розроблена розрахункова схема дозволяє врахувати похибки формоутворення конічної поверхні оболонки і визначити складальні еквівалентні напруження в деталях робочого колеса, залежні від величини зазору чи натягу.

2. Виявлено, що максимальні складальні напруження досягаються у місці з'єднання заднього диска зі ступицею. Знайдено коефіцієнти пропорційності між величиною додатного (від'ємного) зазорів та максимальними еквівалентними напруженнями.

3. Встановлено нерівності для величини зазорів, за яких складальні напруження в деталях разом з напруженнями від експлуатаційного навантаження не перевищують допустимого значення із заданим коефіцієнтом запасу міцності робочого колеса.

Список літератури:

1. Беккер А. Системы вентиляции / А. Беккер // Перевод с немецк. Л. Н. Казанцевой. Под ред. Г. В. Резникова. – М.: Техносфера, Евроклимат, 2007. – 240 с.
2. Бабак Г. А. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: Справочник / Г. А. Бабак, К. П. Бочаров, А. Т. Волохов [и др.]. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
3. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М. П. Новиков. 5-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.
4. Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое издание в 2-х книгах / П. И. Орлов. 3-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 2. – 544 с.
5. Зенкин А. С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М.: Машиностроение, 1987. – 128 с.
6. Шуляр И. О. Розрахунки з'єднань із натягом у шарошках, оснащених композиційними зубцями зі сталевим хвостовиком / И. О. Шуляр, И. П. Шацкий, В. А. Корнута, Л. Я. Роп'як // Науковий вісник ІФНТУНГ: всеукр. науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ. – 2013. – № 1 (34). – С. 126–133.
7. Куприянов А. В. Моделирование прочности соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы / А. В. Куприянов

// Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2013. – № 5. – С. 41–44.

8. Лебедь В. Т. Повышение качества соединения крупногабаритных составных изделий / В. Т. Лебедь, Н. В. Тарельник, О. Н. Лашкарев, Л. Я. Роп'як // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 4 (1113). – С. 181–184.
9. Гинцбург Б. Я. Теория поршневого кольца / Б. Я. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1979. – 271 с.
10. Пасічник В. А. Врахування багатоваріантності схем складання на етапі розподілу операцій між обладнанням / В. А. Пасічник, І. В. Ратушина // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – 2007. – № 1 (40). – С. 51–62.
11. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. Н. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
12. Русский Е. Ю. Анализ прочности шахтных осевых вентиляторов / Е. Ю. Русский // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2015. – № 2 (108). – С. 31–34.
13. Ropyak L. Estimation of ultimate loads for clip connection with partial sweep of shaft / L. Ropyak, I. Shatskyi, A. Velychkovych // International scientific journal machines. TECHNOLOGIES. Technologies. Materials. – Sofia, Bulgaria. – 2017. – Year XI. – Issue 2. – P. 39–42.
14. Рекач В. Г. Руководство к решению задач по теории упругости / В. Г. Рекач. – М.: Высшая школа, 1966. – 230 с.
15. Тимошенко С. П. Пластины и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер // Перевод с англ. В. И. Контовта. Под ред. Г. С. Шаниро. 2-е изд., стереотип. – М.: Наука, 1966. – 636 с.

Bibliography (transliterated)

1. Bekker A. Systemy ventilyatsyy. Perevod s nemetsk. L. N. Kazantsevoi. Pod red. H. V. Reznikova. Moscow. Tekhnosfera, Evroklymat, 2007. 240 p.
2. Babak H. A., Bocharov K. P., Volokhov A. T. and ath. Shakhtnye ventilyatornye ustanovky glavnoho provetryvaniya: Spravochnyk. Moscow. Nedra, 1982. 296 p.
3. Novikov M. P. Osnovy tekhnolohyy sborky mashyn y mekhanyzmov. Moscow. Mashynostroenye, 1980. 592 p.
4. Orlov P. Y. Osnovy konstruyrovaniya: Spravochno-metodycheskoe yzdanye v 2-kh knyakh. 3-e yzd., yspr. Moscow. Mashynostroenye, 1988. T. 2. 544 p.
5. Zenkyn A. S., Arpentev B. M. Sbornka nepodvyzhykh soedyneniy termicheskymy metodamy. Moscow. Mashynostroenye, 1987. 128 p.
6. Shuliari I. O., Shatskyi I. P., Kornuta V. A., Ropiak L. Ya. Rozrakhunky ziednan iz natiatom u sharoshkakh, osnashchenykh kompozytsiynymy zubtsiamy zi stalevm khvostovykom. Naukovyi visnyk IFNTUNH: vseukr. naukovy-tekhnichnyi zhurnal. – Ivano-Frankivsk. 2013. No 1 (34). pp. 126–133.
7. Kupryianov A. V. Modelyrovanye prochnosti soedyneniya s natiatom pry nalychyy pohreshnosti heometryy formy. Sbornka v mashynostroenyy, pryborostroenyy. Moscow. Mashynostroenye, 2013. No 5. pp. 41–44.
8. Lebed V. T., Tarelnyk N. V., Lashkarev O. N., Ropyak L. Ya. Povyschenye kachestva soedyneniya krupnobyarytnykh sostavnykh izdeliy. Visnyk natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskiy politekhnichnyi instytut». Seriya: Tekhnolohii v mashynobuduvanni. Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. No4 (1113). pp. 181–184.
9. Hyntsburh B. Ya. Teoriya porshnevoho koltsa. Moscow. Mashynostroenye, 1979. 271 p.
10. Pasichnyk V. A., Ratushna I. V. Vrakhuвання bahatovariantnosti skhem skladannia na etapi rozpodilu operatsii mizh obladdanniam. Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky. 2007. No 1 (40). pp. 51–62.
11. Levyn A. V., Boryshanskyi K. N., Konson E. D. Prochnost y vybratsiya lopatok y diskov parovykh turbyn. Leningrad. Mashynostroenye, 1981. 710 p.
12. Russkyi E. Yu. Analiz prochnosti shakhtnykh osevykh ventilyatorov. Vestnyk Kuzbasskoho hosudarstvennoho tekhnicheskoho unversytetu. 2015. No 2 (108). pp. 31–34.
13. Ropyak L., Shatskyi I., Velychkovych A. Estimation of ultimate loads for clip connection with partial sweep of shaft. International scien-

- tific journal machines. TECHNOLOGIES. Technologies. Materials. – Sofia, Bulgaria. – 2017. – Year XI. – Issue 2. – P. 39–42.
14. *Rekach V. H.* Rukovodstvo k resheniyu zadach po teorii uprugosti. Moscow. Vysshaia shkola, 1966. 230 p.
15. *Tymoshenko S. P., Voinovsky-Kryher S.* Plastyny y obolochky. Perevod s anhl. V. Y. Kontovta. Pod red. H. S. Shapuro. 2-e yzd., stereotyp. Moscow. Nauka, 1966. 636 p.

Поступила (received) 12.04.17

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic description

Складальні напруження в робочому колесі відцентрового вентилятора / Л.Я. Роп'як // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 26 (1248). – С. 86–93. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-004X.

Сборочные напряжения в рабочем колесе центробежного вентилятора / Л.Я. Ропяк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 26 (1248). – С. 86–93. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-004X.

Assembly stresses in the impellers of the centrifugal fan / L. Ropyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Techniques in a machine industry. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 17 (1239). – P.86–93. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-004X

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Роп'як Любомир Ярославович – канд. техн. наук, с.н.с., доц. Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, тел.: 0505408007, e-mail: l_ropjak@ukr.net;

Ропяк Любомир Ярославович – канд. техн. наук, с.н.с., доц. Ивано-Франковского национального технического университета нефти и газа, тел.: 0505408007, e-mail: l_ropjak@ukr.net;

Ropyak Liubomyr Yaroslavovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Associate Professor, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, tel.: 050-54-080-07, e-mail: l_ropjak@ukr.net.