

УДК 621.515-253:531.351:539.4

Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса відцентрового компресора

Б. В. Нішта¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, А. В. Бурняшев³⁾^{1), 2)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007³⁾ ПАТ «Турбогаз», пров. Дубового, 6/4, м. Харків, Україна, 61003**Article info:**

Paper received:

15 November 2014

The final version of the paper received:

18 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:¹⁾ quasar_nbv@mail.ru²⁾ dmytro.kryvoruchko@gmail.com³⁾ turbogaz@ukr.net

Робочі колеса являють собою вісьосиметричні деталі, іноді досить складної форми, навантажені головним чином відцентровими силами. Колеса є високонавантаженими деталями, які часто працюють тривалий час, сумарні напруження в них можуть бути настільки великими, що при аналізі умов їх міцності необхідно враховувати повзучість. Разом з цим колеса - це найбільш відповідальні деталі машин і збереження їх міцності має бути гарантованим з високою надійністю. Сказаним і визначаються особливі труднощі і відповідальність розрахунків на міцність робочих коліс компресорів.

У даній роботі розглядається робоче колесо відцентрового компресора. Метою роботи є чисельна оцінка впливу потоку газу і дії відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора. Моделювання виконувалося в програмному комплексі ANSYS.

Розв'язана задача про течію газу в проточної частини колеса компресора, розраховане напружено-деформований стан колеса враховуючи натяги, дію відцентрових сил і потік газу. У роботі представлені результати досліджень впливу потоку газу і дії відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора.

Результати дослідження показують, що врахування вказаних факторів призводить до суттєвого збільшення напружень в концентраторах, іноді, вище допустимих меж.

Ключові слова: робоче колесо компресора, течія газу, відцентрові сили, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів.

1. ВСТУП

Створення нових конкурентоспроможних машин і обладнання неможливе без відповідних глибоких знань у сфері динаміки і міцності.

Сучасні роторні машини (насоси, компресори, турбіни і т. п.), робочі параметри яких постійно зростають і обчислюються десятками тисяч обертів за хвилину і тиском до 50 МПа, відчувають цілий ряд значних статичних і динамічних навантажень, які можуть викликати не лише поломку окремих вузлів машини, а і призвести до виходу із ладу всього агрегату, тобто до аварії. Тим часом роторні машини можуть перекачувати агресивні, вибухопожежонебезпечні, токсичні рідини та гази, і вихід із ладу, наприклад, робочого колеса такої машини може негативно позначитися на безпеці життєдіяльності людей.

Для проектування надійних машин необхідні надійні методи розрахунку.

У роботі [1] описано метод та наведено результати розрахунків відкритих і закритих відцентрових коліс у пружній і пружно-пластичній областях під дією відцентрових сил. Напружений стан робочого колеса передбачався осесиметричним, що виправдано для коліс із кількістю лопаток більше 12. Колесо умовно розбивалося на дискову і маточинні частини.

Моделлю дисків з лопатками була кругла тришарова пластина або полого оболонка з пружним заповнювачем. При цьому для деформацій несучих шарів справедлива гіпотеза Кірхгофа–Лява, а для середнього шару (лопаток) – гіпотеза про рівномірний по ширині розподілі деформацій зсуву. Моделлю маточинної частини колеса було кільце або ізотропний диск. Основні рівняння отримані варіаційним методом, розв'язання яких зводиться до розв'язання інтегральних рівнянь.

Недоліки наведеного методу розв'язання очевидні. Це використання двох моделей для опису поведінки колеса під дією відцентрових сил. Крім того, використання тришарових пластин і пологих оболонок для дискової частини колеса потребує ретельного обґрунтування. Від цих недоліків вільний метод кінцевих елементів. Колесо моделюється набором кінцевих елементів, не потрібне припущення про осесиметричність його напруженого стану. Легко прикладаються навантаження від відцентрових сил, температурного поля і додаткові. Розв'язання задачі про напружено-деформований стан зводиться до розв'язання системи алгебраїчних рівнянь з розрядженими матрицями.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження було чисельно оцінити вплив потоку газу і дію відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора для удосконалення існуючих методів розрахунку.

За об'єкт дослідження було обрано колесо відцентрового компресора.



Рис. 1. Тривимірний модель колеса компресора

Для конкретизації чисельного розрахунку вибрані такі параметри компресора: надлишковий тиск газу на вході в компресор—10–12 МПа; робоча частота—13000–18000 об/хв.

3. РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ

Розрахунки здійснювалися за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Алгоритм розв'язання задачі про течію газу в проточній частині колеса компресора передбачав такі етапи: визначення основних припущень (вибір типу аналізу, вибір моделі турбулентності), препроцесінг (створення геометричної моделі, генерація сітки, задання властивостей матеріалу, задання початкових та граничних умов, вибір розрахункових параметрів), розрахунок, постпроцесінг (перегляд результатів, перевірка достовірності розв'язання).

Потрібно зауважити, що до моделі було додано дві області (вхідну і вихідну) для того, щоб потік перед входом у колесо і на виході з колеса встиг сформуватися.

Початкові й граничні умови задавалися за допомогою режиму **Turbo Mode** в **CFX-Pre** (рис. 2). В якості початкових умов для колеса компресора задавалися повний тиск на вході в компресор, а також обертання рухомого демена з робочою швидкістю.

Було обрано k-Epsilon-модель турбулентності. Задача розв'язувалася для газу – метан CH_4 (реальний газ, модель Пенга–Робінсона, молярна маса – 0,016 кг/моль, критична температура – 191°K, критичний тиск – 4,6 МПа). Температура газу на вході в колесо – 310°K.

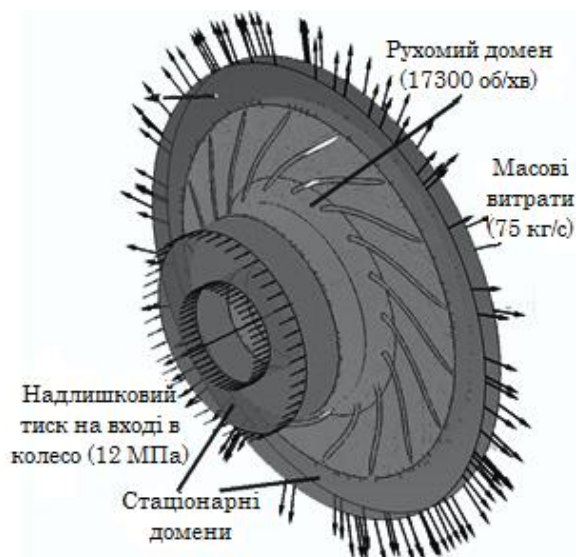


Рис. 2. Рухомий і стаціонарні домени для колеса компресора

Розрахункова модель для колеса компресора складалася з колеса компресора, маточини, частини вала, 10 штифтів.

Фізико-механічні характеристики матеріалу (титановий сплав) робочого колеса компресора – границя текучості—834 МПа, модуль пружності—96000 МПа, густина—4430 кг/м³, коефіцієнт Пуасона – 0,36.

На першому етапі розв'язання враховувалися лише натяги, що задавалися при налаштуванні контактів.

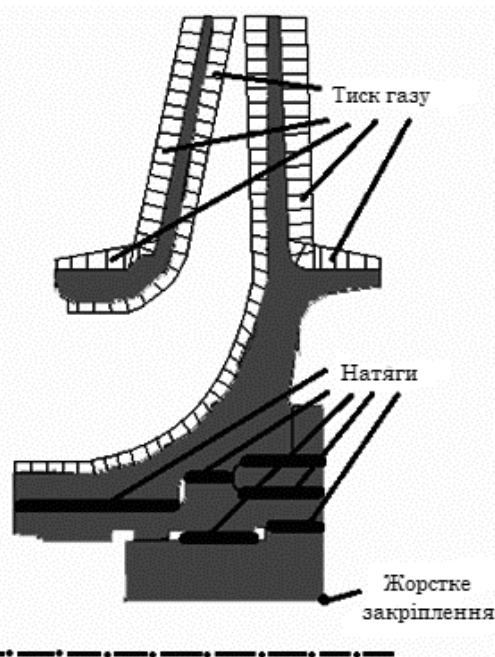


Рис. 3. Граничні умови для колеса компресора

На другому етапі додавалася дія відцентрових сил за допомогою функції **Rotational Velocity** і задавалася швидкість обертання.

На третьому етапі додатково імпортувалося поле тисків, яке попередньо було отримане, розв'язавши задачу про течію газу. На зовнішні сторони основного і покривного дисків колеса компресора прикладався робочий тиск, а також на поверхнях, де повинні

розміщуватися лабіринтні ущільнення, прикладався тиск, що змінювався лінійно від мінімального до максимального. Конструкція закріплювалася таким чином:

- жорстке закріплення на кінці частини валу;
- обмеження руху вздовж осі x для колеса компресора.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати обчислення показали, що найбільш небезпечними є два місця, де лопатки кріпляться до покривного диска (рис. 4).

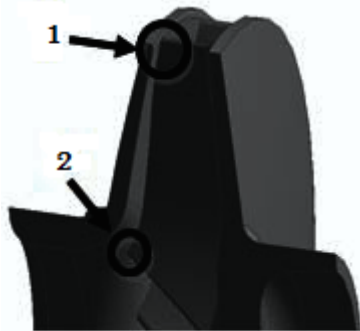


Рис. 4. Потенційно небезпечні місця колеса компресора

Використовуючи програмний комплекс ANSYS, було визначено напружено-деформований стан колеса компресора.

Розрахунок показав, що максимальні еквівалентні напруження для моделі з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора становлять 510 МПа (рис. 5). Порівнюючи рис. 5 та 6, бачимо, що тиск газу призводить до збільшення еквівалентних напружень у колесі на 85 МПа (20 %) за інших рівних умов. Ці напруження квадратично залежать від частоти обертання (рис. 7).

Істотне збільшення напружень на кромці лопатки на вході в колесо компресора (в небезпечній точці 1) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу газ створює тиск на основний диск, покривний диск і лопатки. Таким чином, виникають додатково напруження, які додаються до напружень, що виникають при врахуванні дії відцентрових сил.

Істотне збільшення напружень на кромці лопатки на виході з колеса компресора (в небезпечній точці 2) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу покривний диск зазнає більшої деформації згину (рис. 8), і в місцях, де лопатка кріпиться до покривного диска, виникають додатково згинальні напруження.

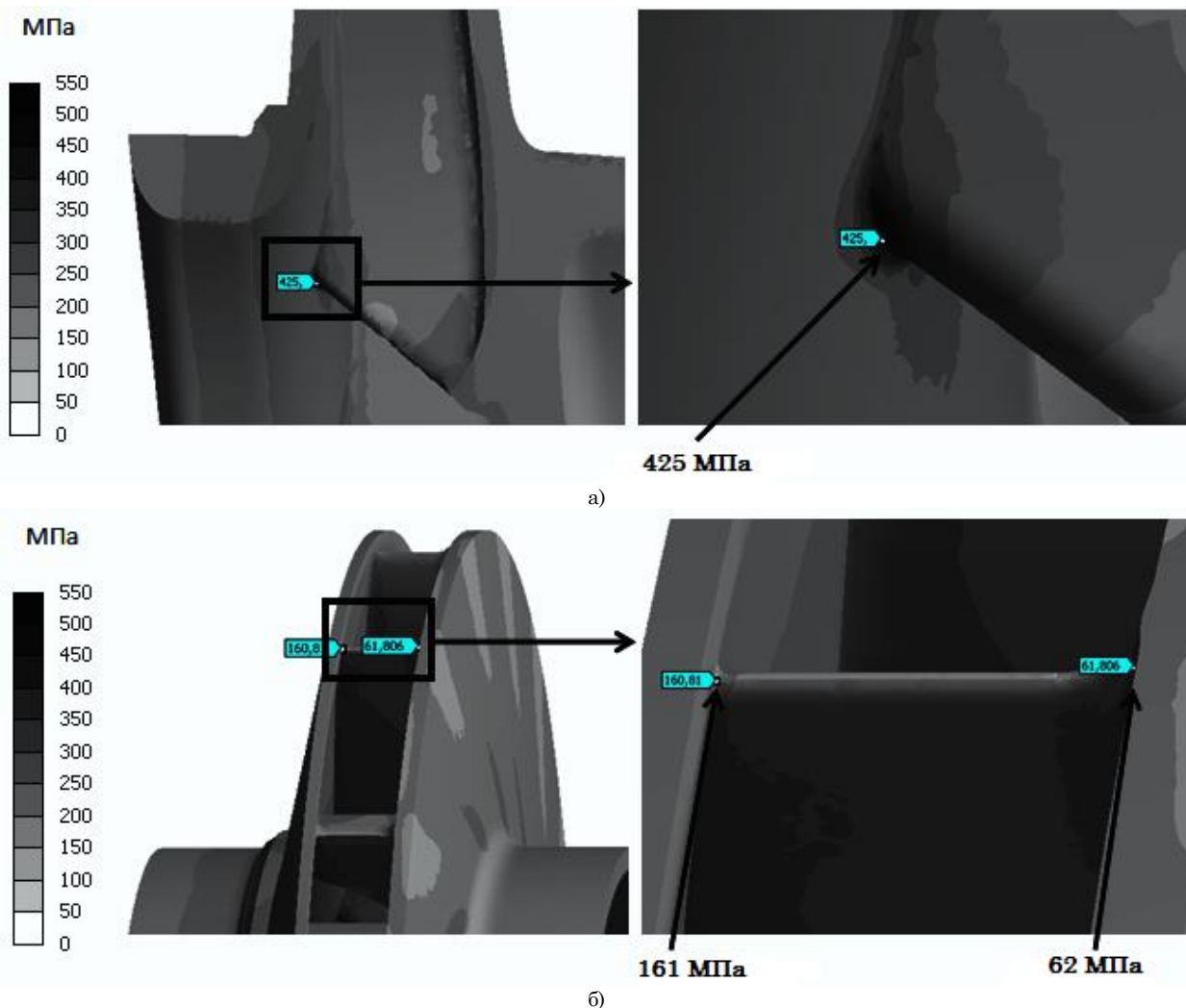


Рис. 5. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів і дії відцентрових сил для колеса компресора в небезпечних місцях

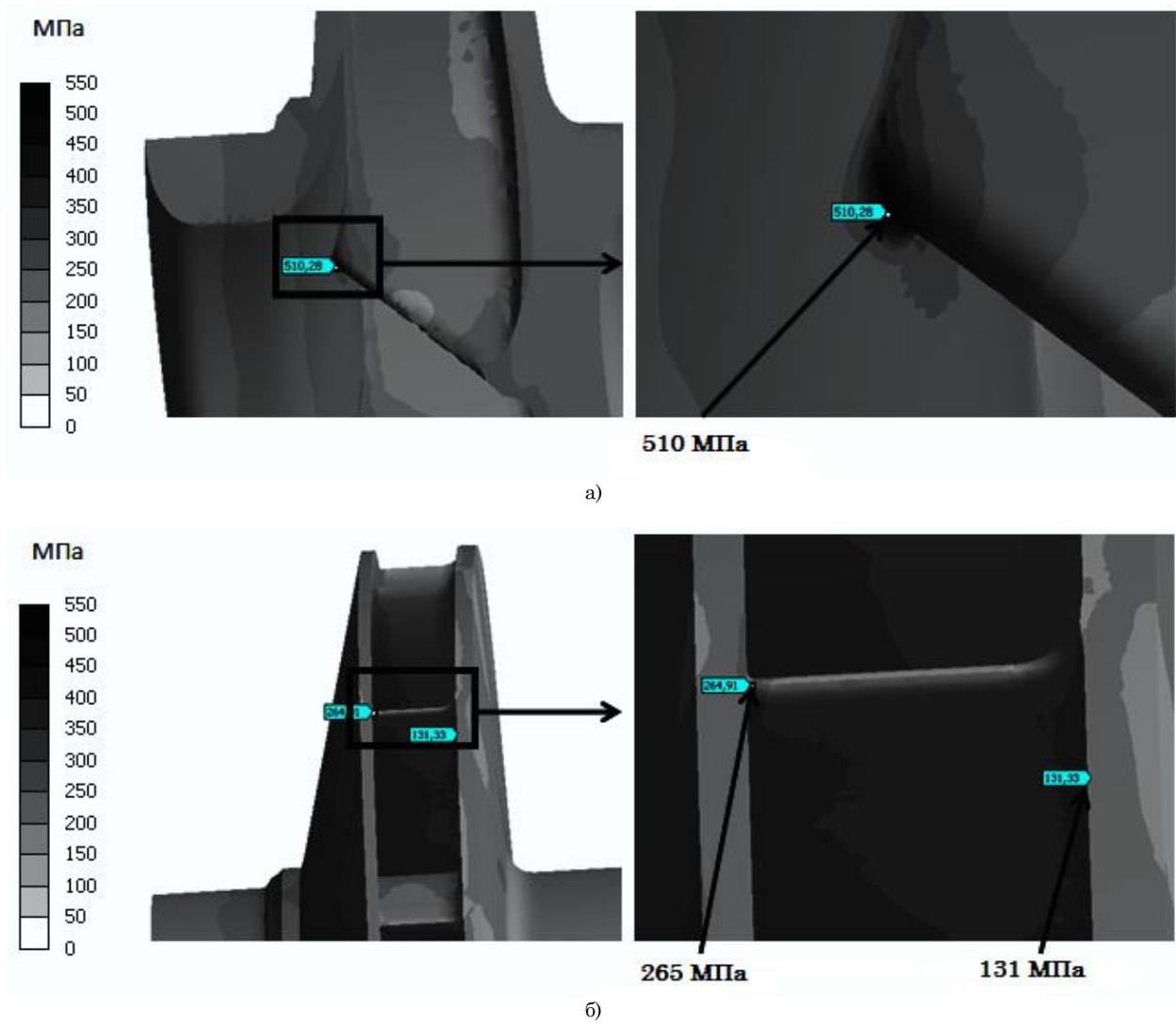


Рис. 6. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора в небезпечних місцях

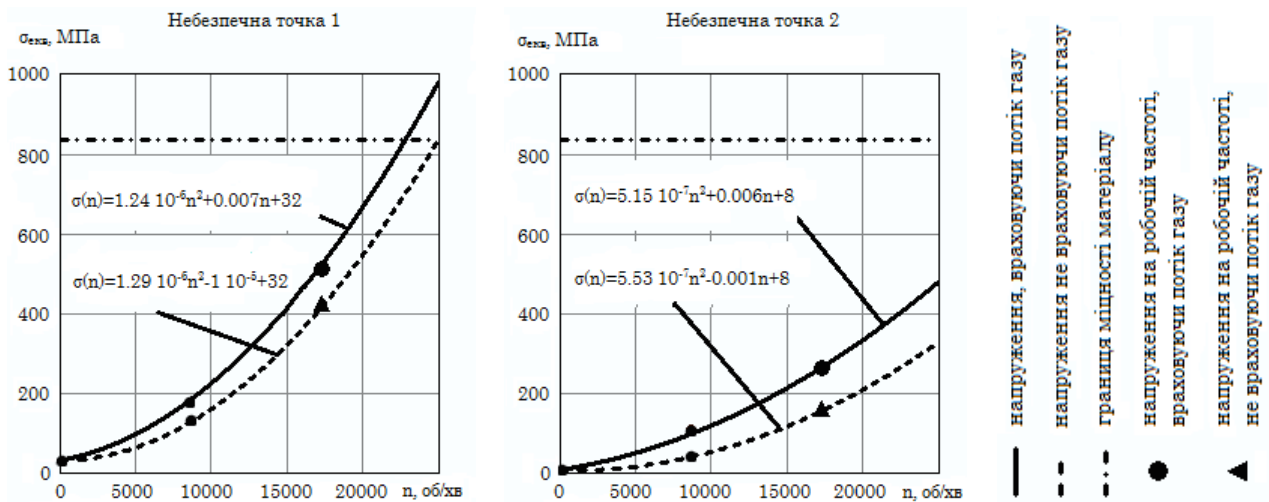


Рис. 7. Вплив частоти обертання колеса компресора на максимальні еквівалентні напруження у небезпечних місцях колеса



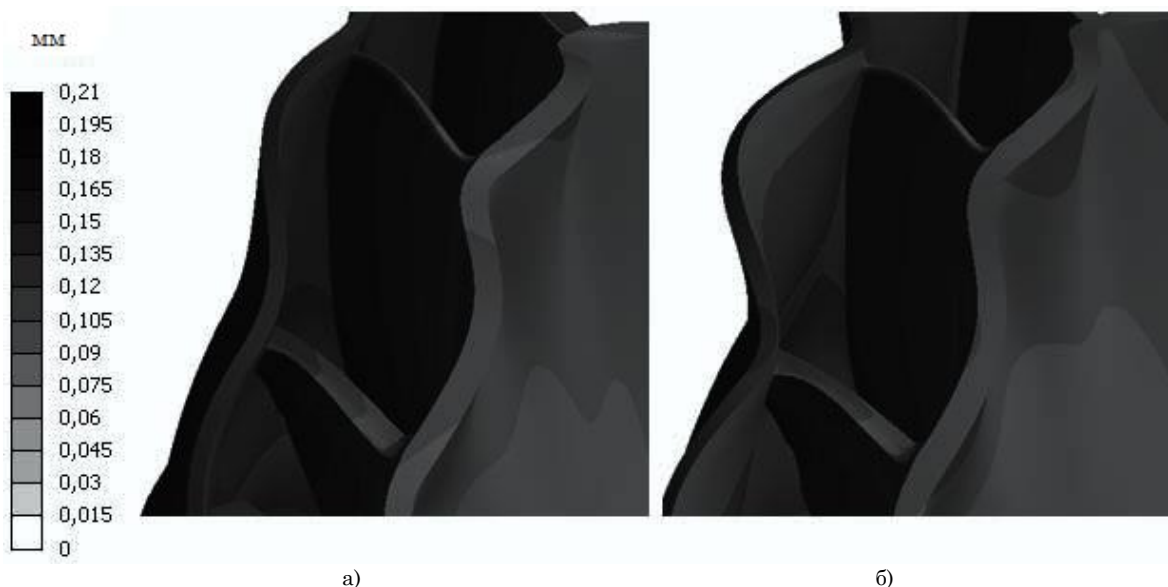


Рис. 8. Деформації колеса з урахуванням натягів та дії відцентрових сил (а) та додатково тиску газу (б) для колеса компресора. Масштаб деформації 300:1

5. ВИСНОВОК

За результатами розрахунку напружено-деформованого стану колеса компресора як абсолютно пружного тіла максимальне напруження становить 510 МПа (умова міцності виконується, $\sigma_T = 834$ МПа) у моделі, що враховує потік газу, і 425 МПа в моделі, яка наявності газу не враховує. Наявність потоку газу збільшує максимальні напруження у небезпечному місці (спряжені лопатки з покривним диском) на 20 %.

Отже, врахування потоку газу та тисків, що він створює на стінки лопаток та дисків, призводить до істотного підвищення розрахункових напружень порівняно з результатами розрахунків за традиційно вживаними методиками. Це свідчить про потенційну небезпечність руйнування та показує необхідність більш детального подальшого теоретичного та експериментального вивчення розподілу напружень та запасів міцності в колесі компресора в умовах складного навантаження.

Structural analysis of impeller of a centrifugal compressor

B. V. Nishta¹⁾, D. V. Kryvoruchko²⁾, A. V. Burnyashev³⁾

^{1), 2)} *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

³⁾ *«Turbogaz» PJSC, 6/4, Dubovogo lane, Kharkov, Ukraine, 61003*

Impellers are axisymmetrical parts. Sometimes they have complex forms. They are mainly loaded by centrifugal forces. The impellers are heavy duty parts, often working for long time and their total load could be very large that the analysis of the conditions of their strength is impossible without considering creep. At the same time, the impellers are the most critical parts of machines and their strength should be guaranteed with high reliability. This defines difficulties and responsibilities of the compressor and turbine impellers strength calculations.

In this paper the impeller of the centrifugal compressor is considered. The aim is to numerical evaluation of the impact of the gas flow and the effect of centrifugal force on the stress-strain state of the centrifugal compressor impeller. The simulation was performed in the ANSYS software package.

The problem of the gas flow in the flow area of the compressor impeller was solved. The stress-strain state of the wheel including pretension, action of the centrifugal forces and the gas flow was calculated. The results of the investigation of the gas flow influence and the action of centrifugal forces on the stress-strain state of the impeller are represented in this article.

The study shows that the consideration of mentioned factors leads to the significant stress increasing that could exceed permissible values.

Key words: compressor impeller, gas flow, centrifugal forces, stress-deformation state, finite element method.

Компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центробежного компрессора

Б. В. Ништа¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, А. В. Бурняшев³⁾

^{1), 2)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

³⁾ ОАО «Турбогаз», пер. Дубового, 6/4, г. Харьков, Украина, 61003

Рабочие колеса представляют собой осесимметричные детали, иногда довольно сложной формы, нагруженные главным образом центробежными силами. Колеса являются высоконагруженными деталями, часто работают длительное время, суммарные напряжения в них могут быть настолько велики, что при анализе условий их прочности необходимо учитывать ползучесть. Вместе с этим колеса - это наиболее ответственные детали машины, и сохранение их прочности должно быть гарантированным с высокой надежностью. Сказанным и определяются особые трудности и ответственность расчетов на прочность рабочих колес компрессоров.

В данной работе рассматривается рабочее колесо центробежного компрессора. Целью работы является численная оценка влияния потока газа и действие центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора. Моделирование выполнялось в программном комплексе ANSYS.

Решена задача о течение газа в проточной части колеса компрессора, рассчитано напряженно-деформированное состояние колеса учитывая натяжения, действие центробежных сил и поток газа. В работе представлены результаты исследований влияния потока газа и действия центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора.

Результаты исследования показывают, что учет указанных факторов приводит к существенному увеличению напряжений в концентраторах, иногда, выше допустимых пределов.

Ключевые слова: рабочее колесо компрессора, течение газа, центробежные силы, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

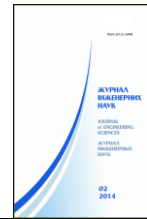
1. Демьянушко И. В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
2. Батурин О. В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: учеб. пособие / О. В. Батурин. – Самара: СГАУ, 2011. – 241 с.

3. Загорулько А. В. Програмный комплекс ANSYS в инженерных задачах: Навчальний посібник / А. В. Загорулько. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 201 с.

REFERENCES

1. Demyanushko I. V., Birger I. A. (1978). Raschet na prochnost vraschayuschihsy diskov. M. Mashinostroenie. 247 p. [in Russian].
2. Baturin O. V. (2011). Konspektyi lektsiy po uchebnoy distsip-line «Teoriya i raschet lopatochnyih mashin»: Ucheb. Posobie. Samara. SGAU. 241 p. [in Russian].

3. Zagorulko A. V. (2008). Programnyj kompleks ANSYS v inzhenernykh zadachax: Navchalnyj posibnyk. Sumy Vyd-vo SumDU. 201 p. [in Ukrainian].



Информационное письмо

Уважаемые коллеги рады сообщить, что с 2015 года «Журнал инженерных наук» открывает новый раздел: «Инженерная экология».

Редакция журнала принимает статьи, заметки, рецензии, размышления, информационные материалы на данную тему и надеется на дальнейшее эффективное сотрудничество.

С уважением,
главный редактор журнала,
д-р техн. наук
Дмитрий Криворучко!



Раздел «Инженерная экология» посвящен исследованию взаимодействия промышленного производства с окружающей природной средой, принципов рационального функционирования природно-промышленных систем, разработке малоотходных технологий, анализу соответствия технологических процессов современным экологическим требованиям с целью построения рациональной системы «человек-техника-среда».