

УДК 621.945.7.15

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЛОПАТОК ОСТАННЬОГО СТУПЕНЯ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ В УМОВАХ ЗВОРОТНОГО ПОТОКУ

О.Л. Кондратюк

Кандидат технічних наук, доцент*

Контактний тел.: (057) 733-78-26

E-mail: Kondr20071@i.ua

А.О. Скоркін

Аспірант, асистент*

*Кафедра металоріжучого обладнання і транспортних систем**

Українська інженерно-педагогічна академія

вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

О.О. Литвинова

Кафедра інтегрованих технологій в машинобудуванні**

**Українська інженерно-педагогічна академія

вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

Розглянуто лопатки останнього ступеня парової турбіни, що піддаються високій змінній напрузі під низькими об'ємними потоками пари. Представлено метод оцінки стійких і динамічних навантажень при низьких об'ємних потоках пари

Ключові слова: гармоніка, демпфювання, динамічне навантаження

Рассмотрены лопатки последней ступени паровой турбины, которые подвергаются высокому переменному напряжению под низкими объемными потоками пара. Представлен метод оценки устойчивых и динамических нагрузок при низких объемных потоках пара

Ключевые слова: гармоника, демпфирование, динамическая нагрузка

The last stage blades of steam turbine, which are at high variable voltage at low volumetric flow of steam is considered. A method for evaluation of stable and dynamic loads at low volumetric flow of steam is representation

Keywords: harmonic, damping, dynamic load

1. Вступ

Лопатки парових турбін піддаються всім відцентровим навантаженням з високою швидкістю обертання, крім парових згинальних сил. Лопатки піддаються частотним збудженням в залежності від швидкості обертання, що називаються гармоніками. Поряд з гармоніками, існують, й інші збудження в залежності від кількості сопел або лопаток в кожному відповідному етапі. Тому неминуче, що деякі лопатки або інші рухомі частини піддаються резонансу при запуску з майже робочою швидкістю. У будь-якому випадку всі лопатки піддаються тій чи іншій формі резонансу під час запуску або зупинки і в деяких випадках на швидкості в безпосередній близькості від робочої.

В лопатках, що можуть працювати майже в резонансних умовах, близьких до робочої швидкості, проектувальники повинні забезпечити достатнє демпфювання для отримання бажаного терміну служби.

При низьких обсягах потоків, динамічні навантаження на лопатках частково викликані складними непостійними течіями. У даних умовах, повинна оцінюватися величина збудження. Теоретично – це можна виконати за допомогою обчислювальної техніки, кращим способом визначення непостійного розподілу тиску є спеціально розроблений експериментальний підхід. Gloger M. [2] описував модель турбіни, в якій потік тече по повній окружності 360°

до і після кінцевої ступені лопатки може бути виміряний шляхом включення зовнішньої перегородки. Встановлено, що турбулентність яка виникає, створює високу змінну напругу вздовж пера лопатки через появу коливачь.

Наша стаття описує метод оцінки стійких і динамічних навантажень, використовуючи вимірювання тиску, зроблені при низьких об'ємних умовах потоку.

2. Дані про лопатку та аналіз напруг

Нормальна робоча швидкість механізму = 8500 об/хв.

Матеріал лопатки - Сталь 20X13.

Густина = 7700 кг/м³.

Коефіцієнт Пуассона = 0,3.

Максимальна міцність на розрив $S_u = 880$ МПа (при робочій температурі, 50,4°C).

Межа текучості $S_u = 575$ МПа (при робочій температурі, 50,4°C).

Модуль Юнга $E = 218000$ МПа (при робочій температурі, 50,4°C).

Коефіцієнт Лазана $J = 30$ кНм³/цикл.

Показник Лазана = 2.4.

Для оцінки постійного і непостійного тиску по поверхнях лопатки останнього ступеня турбіни використовувалася нестійкий повний тривимірний аналіз в'язкості. Також включено вплив потенціалу та в'язкості.

взаємодій, які існують між двома рядами в турбостадії механізму. Час усередненого тиску, отримано від нестійкого поля тиску за рахунок взаємодії для одного періоду обертання, що проходить через поле статора. Об'єднаний аналіз стійких станів всіх трьох етапів разом, був проведений вперше, щоб скласти граничні умови для входу на третій етап. Тим не менш, вхідні граничні умови для нестійкого аналізу на третьому етапі були виправлені для вхідних результатів, що впливають з другого етапу.

Нестійкі тиски в будь-якій точці на поверхні лопатки робочого колеса змінюються випадковим чином з потоком, що приходить. Ступінь зворотного потоку зростає зі зниженням маси вхідного потоку і суттєво відрізняється від його розрахункового значення. Хоча насправді нестійкий аналіз третього етапу було проведено для значно зменшеної маси потоків, порядку 10% проектної маси, у цій статті наведені результати, для більш високої маси, яка склала 20% від заданої. Це відбулося головним чином через труднощі з кінцевим моделюванням елементів при більш низьких масових потоках.

У подальші спрощення були також внесені зміни в нестійких піках позитивних і негативних коливань тиску від усереднених значень часу.

Передбачалося, що піки негативних і нестійких позитивних коливань були рівної величини, а також коливання тиску від часу усереднених значень дотримувалися форми косинуса з кутовим зміною фази, який варіювався від розташування зв'язку (від довідкового значення) на передньому краї ротора. Точне розташування точки відліку залежить від місця розташування кінцевої точки зворотного потоку на передньому краї. Ці припущення були зроблені для полегшення і зручності введення даних для аналізу методом кінцевих елементів (рис. 1а), короткий опис яких наводиться нижче.

Статичний аналіз напруг був проведений при 8500 обертах за хвилину зі статичним тиском пари. Граничні умови наведені на рис. 1б.

Парові навантаження тиску перетворюються, як показано на рис. 2. Частина елементів вище і нижче кожного з цих перерізів отримують такий же тиск.

Статичні парові навантаження незначні і максимальна напруга спостерігається тільки при 4 МПа. Відцентрові навантаження викликають максимальну напругу, а максимальне значення 2470 МПа знаходиться далеко за межами розтягування, як показано на рис. 3.

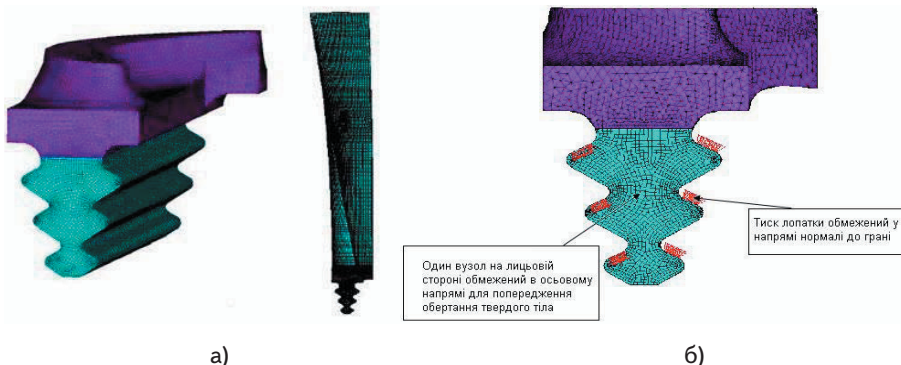


Рис. 1: а) модель лопатки методом кінцевих елементів; б) граничні умови

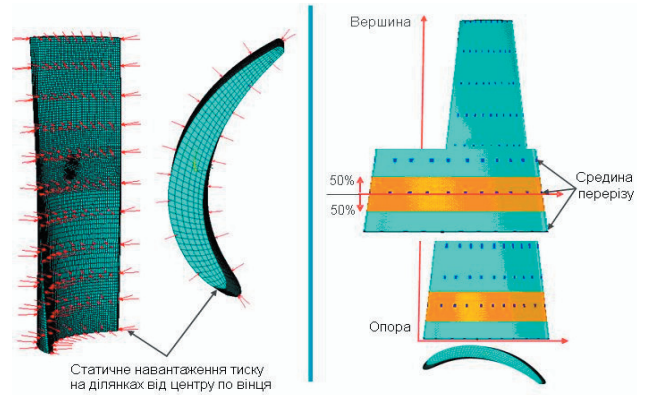


Рис. 2. Відображення парових навантажень тиску

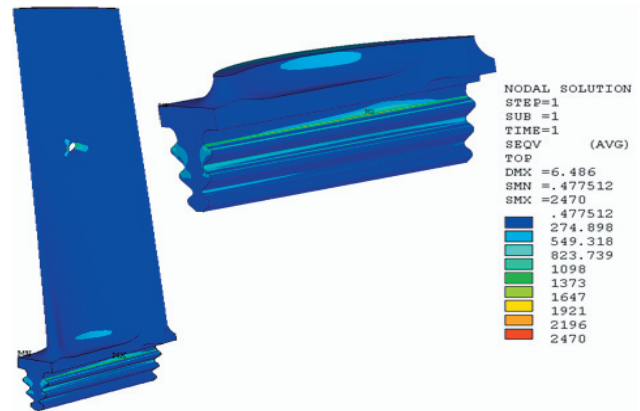


Рис. 3. Діаграма напруги за рахунок відцентрового навантаження

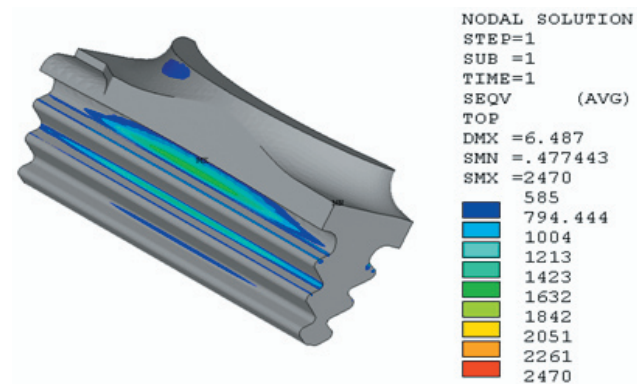


Рис. 4. Пластичні області за межами напруги 585 МПа на рис. 3

Лопатка в іншому випадку має глобальні пружні напруги в середньому рівні 343 МПа. Пластична область малої глибини і пружний аналіз в даному випадку не застосовувалися, тому використовувалися уявні значення. Пластична область за межами 585 МПа показана на рис. 4. Максимальна глибина напруги – 1 переріз і його глибина дорівнює 0.37 мм.

Пружно-пластичний аналіз не проводився, оскільки за оцінками місцеві напруження і деформації визначають довговічність методами деформації. Пружно-пластичний аналіз не змінює глобальної пружної області, гранична пластична область буде обмежена, щоб бути над межею текучості.

Аналіз вільного коливання здійснюється за схемою Кемпбелла. Було встановлено, що, 344,50707 Гц є критичними для власної частоти однієї лопатки в однорідному збуджуючому коливанні. Такий режим розглядається для зменшення розрахунків і розрахунку довговічності.

3. Змінні навантаження та гармонійний аналіз

Змінний тиск визначено у формі, що задана вимірами, зробленими при непостійних умовах зворотного потоку (які не надто відрізняються від випадку, що розглядається).

$$\frac{dp}{P_{o_1}} = \cos(\omega t + \psi)$$

$$P_{o_1} = 2000 \text{ Н/м}^2$$

ψ – фаза кута.

На рис. 5 наведено гармонійні зміни тиску у втулці. Аналогічним чином значення тиску готуються вздовж 10% проміжку лопатки від інтервалів і через переріз крила на відстані від переднього краю задньої кромки.

Змінний тиск показано у вигляді:

$$\frac{dp}{P_{o_1}} = \cos(\omega t + \psi) \cdot 2000 \cdot 10^{-6}$$

де $P_{o_1} = 2000 \text{ Н/м}^2$.

У табл. 1 наведені реальні та уявні частини тиску, які враховуються на етапі втулки як показано на рис. 5. Ці тиски розраховуються за аналогією і з урахуванням різних ділянок лопатки від основи до кінчиків, а також від передньої кромки до задньої кромки профілю крила.

Ці значення застосовуються на всю довжину лопатки при розгляді 50% елементів вище і нижче середнього перерізу лопатки діапазону від основи до кінчика, як показано на рис. 2.

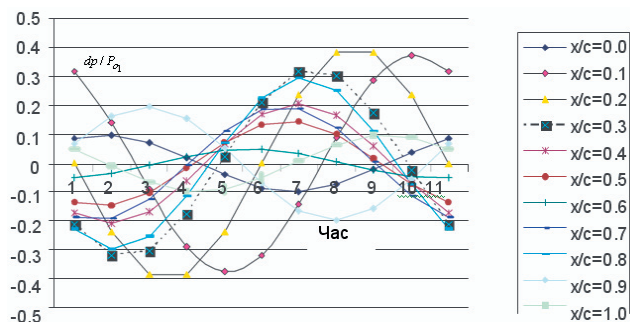


Рис. 5. Змінний тиск

Для того щоб отримати еквівалентну статичну відповідь з відповідної фази враховується, гармонійний аналіз, який проводився при дуже низькій частоті, близької до нуля, а саме рівної 0,01 Гц. Середнє розрахункове навантаження перерізу, що управляє динамічним значенням напруги для деформації, було визначено на основі оцінки довговічності прийнятої в наступних перерізах і дорівнює 0,13373 МПа. Пік напруги на втулці припадає на 0,9547 МПа.

Таблиця 1

Реальні та уявні тиски у втулці (відповідає хордам розміщеним на рис. 5)

$dp / P_{o_1} (\text{max})$	$dp = \frac{dp}{P_{o_1}} \cdot 2000 \cdot 10^{-6}$	Ψ	Реальна частина	Уявна частина
			$A \cos \psi$	$A \sin \psi$
0.1	0.0002	330	0.000173	-0.000100004
0.38	0.00076	32	0.000645	0.000402737
0.41	0.00082	90	4.96E-09	0.00082
0.33	0.00066	130	-0.00042	0.000505593
0.21	0.00042	145	-0.00034	0.000240905
0.15	0.0003	155	-0.00027	0.000126788
0.05	0.0001	190	-9.8E-05	-1.73636E-05
0.2	0.0004	160	-0.00038	0.000136812
0.3	0.0006	140	-0.00046	0.000385677
0.2	0.0004	290	0.000137	-0.00037588
0.1	0.0002	60	0.0001	0.000173205

Демпфірування визначається кількісно в залежності від амплітуди деформації в контрольній точці лопатки. Всі необхідні розрахунки виконані в ANSYS. Спочатку власні частоти і форми отримані ортонормованим режимом з необхідною швидкістю. Закон про демпфування Лазана, використовується для визначення конкретної енергії демпфування в кожному перерізі лопатки. Повна енергія демпфування і енергія деформації розраховуються шляхом їх інтеграції по всьому об'єму. З їх допомогою отримано коефіцієнт діелектричних втрат. За коефіцієнтом діелектричних втрат визначено еквівалентний в'язкий коефіцієнт демпфування.

Нелінійне демпфірування в першому режимі лопатки виходить, як показано на рис. 6 (вихідні точки показані на рис. 7). Це відношення демпфування використовується для визначення резонансної відповіді.

Деформації у вихідній точці по перерізу 6 дорівнює 0,702 E-06, як показано на рис. 7. Для отримання резонансної відповіді, прийнято коефіцієнт демпфування 1,55% (0,00155), який дає коефіцієнт якості, що дорівнює 32,258. Тому динамічні напруги в опорній точці в резонансі – 22.645E-06. При цій напрузі коефіцієнт демпфування за рис. 6 припадає на 0.0012. Далі були виконані кроки результати, яких представлені в таблиці 2. Тому правильний еквівалентний коефіцієнт демпфування в резонансі дорівнює 0,00226, 0,226%. Таким чином, фактор посилення

$$\frac{1}{2\xi} = 221.239$$

У перерізі 6, максимум постійної напруги - 0,9547 МПа. Таким чином, максимум динамічної напруги $0,9547 \times 221,239 = 211,2168$ МПа.

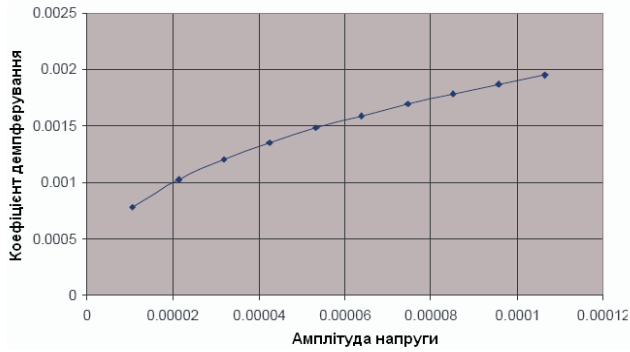


Рис. 6. Нелінійне демпфування на лопатці

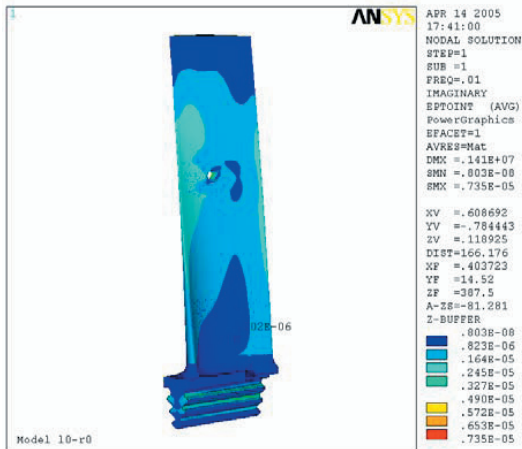


Рис. 7. Деформації у вихідній точці

Таблиця 2

Значення для визначення коефіцієнта демпфування

Напруга	Коефіцієнт демпфування	Фактор посилення	Динамічні деформації
0.702E-06	0.01550	32.2580	2.26E-05
0.702E-06	0.00120	416.667	2.93E-04
0.702E-06	0.00290	172.413	1.21E-04
0.702E-06	0.00210	238.095	1.67E-04
0.702E-06	0.00235	201.766	1.41E-04
0.702E-06	0.00225	222.220	1.56E-04
0.702E-06	0.00226	221.239	1.55E-04

4. Висновки

Нами показана методика для визначення динамічних напруг в останній стадії лопатки парової турбіни при низьких об'ємних потоках пара.

Змінне поле тиску оцінюється по контрольним значенням.

Нелінійне демпфування матеріалу оцінюється за законом Лазана для основної гармоніки в залежності від амплітуди деформації за швидкістю роботи. Середні напруги оцінюються за відцентровим навантаженням і гармонійній відповіді на основній частоті гармоніками. Вони отримані із статичного аналізу. Коефіцієнт підсилення, отриманий з процесу нелінійного демпфування моделі.

Динамічне навантаження під низьким об'ємним потоком визначено при використанні фактора посилення.

Література

1. Косяк Ю. Ф. Эксплуатация турбин АЭС [Текст] / Косяк Ю. Ф. и др. М.: Энергоатомиздат, 1983, - 256 с.
2. Gloger, M. et. al., (1989) Design of LP Bladings for Steam Turbines, VGB Kraftwerkstechnik, vol. 68, No. 68, August 1989, p. 677.
3. Резинских В. Ф. Исследование перспективных защитных покрытий для лопаток последних ступеней паровых турбин [Текст] / Резинских В. Ф., Богачев А. Ф., Лебедева А. И. и др., 1980, 340 с.
4. Биргер И. А. Остаточные напряжения [Текст] / М.: Машиностроение, 1963, 252 с.
5. Рыжов Э. В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин [Текст] / Рыжов Э. В., Суслов А. Г., Федоров В. П. М.: Машиностроение, 1979, 176 с.