ЗВОРОТНІЙ ІНЖИНІРИНГ ВЕЛИКОГАБАРИТНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА

В. В. Іванов*, С. В. Іванова, Г. В. Налева*****
*Одеський національний політехнічний університет, **Південноукраїнський національний педагогічний університет ім. К. Д. Ушинського, ***Національний університет «Одеська морська академія»

Анотація: *Розглянуто конструкції великогабаритних зварних зубчастих коліс. Досліджено окремий випадок пошкодження ободу зубчастого колеса. Розв'язана задача розшифровки параметрів зубчастого зачеплення та аналіз характеру поломки ободу колеса. Проведено розрахунок напруги в колесі за допомогою методом скінченних елементів (МСЕ). Надані рекомендації щодо способів підвищення міцності конструкції.*
Ключові слова*: зварний зубчастий вінець, аналіз напруг МСЕ, аналіз відмов.*

REVERSE ENGINEERING LARGE WELDED GEAR WHEEL

V. Ivanov*, S. Ivanova, G. Naleva*****
*Odessa National Polytechnic University, **South Ukrainian National Pedagogical University named after K. D. Ushinsky, ***National University "Odessa Maritime Academy"

Abstract*: The structures of large welded gear wheels are discussed. Analysis is made for the nature of breakage of their gear rim. A special case of damage to the gear rim was investigated. The problem of deciphering the parameters of gearing and analysis of the nature of the breakage of the wheel rim is solved. There is a calculation of the stress in the wheel using the finite element method (FEM). There are instructions for the ways to increase structural strength.*
Keywords: *welded gear rim, FEM stress analysis, failure analysis.*

Великогабаритні зубчасті колеса виконують із зварним ободом. Зазвичай форма зварного ободу відповідає формі суцільнометалевого ободу. Однак зварний обід може бути порожнім і бути легшим за суцільнометалевий. Для підвищення жорсткості отвори, виконані в ребордах, вварені втулки. При прямих зубцях жорсткість конструкції визначається товщиною реборд, а при косих зубцях на жорсткість впливають також розташування втулок, їхній зовнішній і внутрішній діаметр.

Загальноприйнятою є точка зору, що здатність навантаження зубчастих передач, працюючих в закритих корпусах, є контактна міцність зубів. Проте вдосконалення конструкції редукторів, спрямоване на зниження їх маси, призвело до ситуації, коли вихід редуктора з ладу обумовлений руйнуванням ободу зубчастого колеса [1, 2].

Пошкоджено зубчасту передачу, що складається з шестерні, виконаної заодно з валом, та великогабаритного зубчастого колеса. Відомими є частота обертання і потужність, що передається редуктором

Невідомі є:

параметри зубчастого зачеплення;

конструкція ободу колеса;

умови навантаження.

Для прийняття рішення про ремонт або заміну пошкоджених коліс необхідно відновити креслення коліс, включаючи марку сталі і твердість поверхні зубів і умови навантаження. Це дасть змогу сформувати твердотільні моделі зубчастих коліс.

Проведений аналіз конструкції редуктору. Він містить швидкохідну ступень, колесо якої має зуб'я «A», нарізані на вінці «D» (рис. 1). Маточина «C» та вінець з'єднані ребордами «B». Для посилення жорсткості конструкції реборди з'єднані трубками «E». Колесо сидить на валу «G», розташованому у підшипниках «F». Зуб'я колеса знаходяться у зачепленні із зуб'ями шестерні «I». Зубчастий вінець шестерні виконаний заодно з валом «H», який розташовано у підшипниках «J». Пошкодження мають зуб'я шестерні та колеса. Викришування зуб'їв шестерні «I» має ознаки прогресуючого, а викришування зуб'їв колеса «A» ще дозволяє його експлуатувати. Зовні колесо виглядало як суцільнометалеве. Конструкція колеса встановлена через початок руйнування зварної конструкції, а саме зварювальних швів, між ободом і ребордами та між ребордами і трубками (рис. 2). Розташування тріщин вказало на товщину ободу і трубок. Реборди «B» деформовані, трубки «E» змістилися в осьовому напрямку і з однією з реборд контактують по невеликій площині поверхні. Пошкодження також мають тіла кочення підшипників «F» та «J», причому в більшій мірі у підшипнику в «J». Підшипники ще можна експлуатувати. Можливою першопричиною пошкоджень може бути недостатня міцність зварної конструкції колеса.

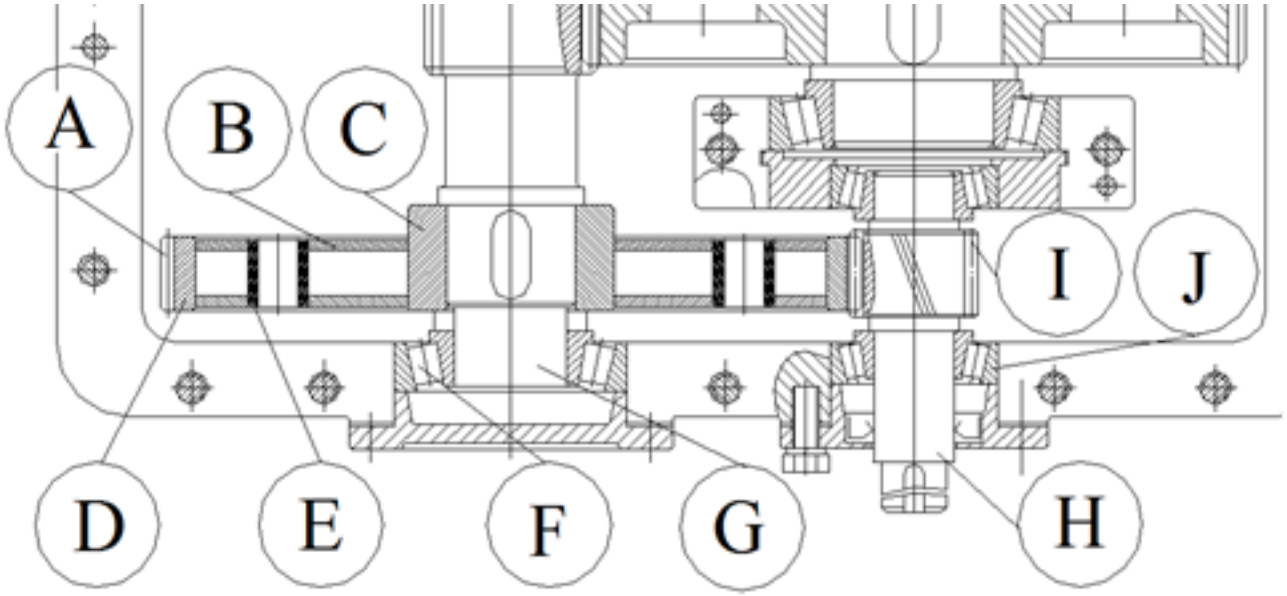

Рисунок 1 – Схема редуктору

Рисунок 2 – Загальний вид зубчастого колеса

Були проведені заміри товщини та висоти зуба, кута нахилу зуба, діаметру виступів і западин, а також довжини загальної нормалі у зачепленні. За цими параметрами моделювався профіль зуба за допомогою власної програми побудови профілю (рис. 3). Також розрахунки параметрів зубчастого зачеплення виконувались за допомогою програмного комплексу MechSoft (рис. 4) [3].

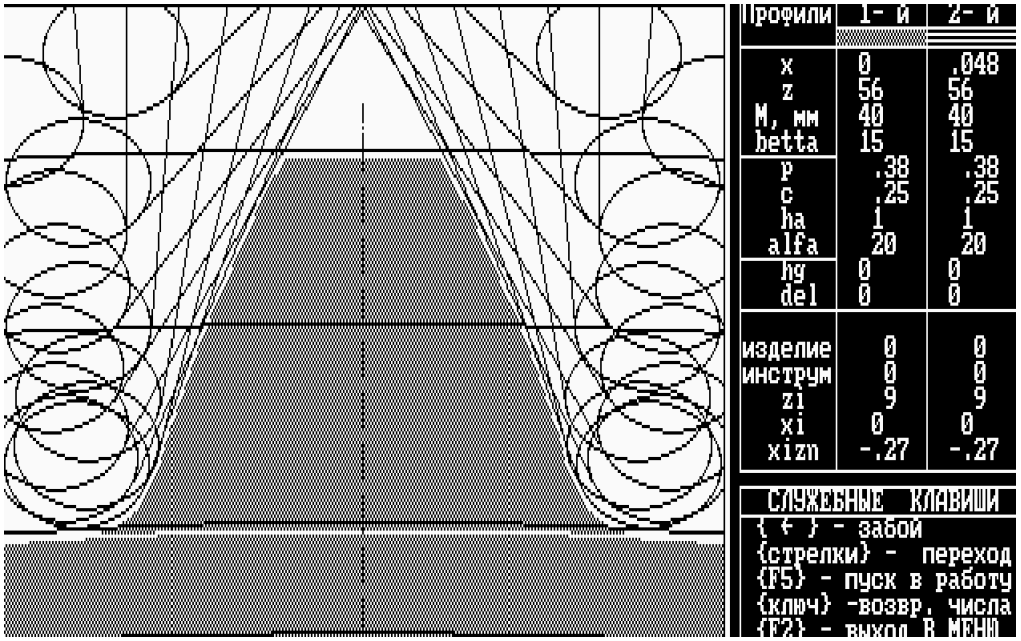

Рисунок 3 – Скріншот інтерфейсу програми побудови профілю

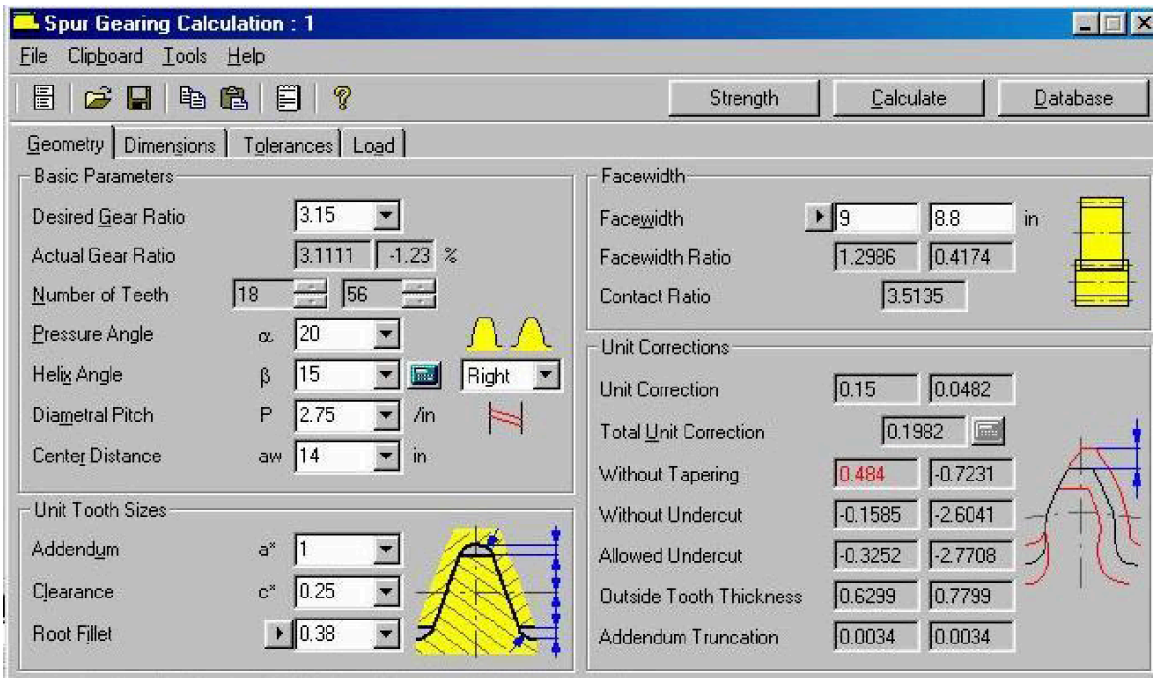

Рисунок 4 – Скріншот інтерфейсу програми Mechsoft

Встановлено, що передача спроектована відповідно до стандарту ANSI. Знайдені стандартний діаметральний Pitch і діаметри: ділильний, основний, виступів та западин. Підібрані коефіцієнти корекції, що задовольняють метрологічним даним (табл. 1).

Таблиця 1 – Розшифровані параметри зубчастого зачеплення

Parameter	Value
Pitch	2, 75 in
Center distance	14 in
Teeth number of pinion	18
Teeth number of gear wheel	56
Helical angle	15°
Center distance	355,6 mm
Face module	9,564 mm
Normal module	9,238 mm
Face width	8,8 in = 223,52 mm
Diameter of addendum (tip) circle	554,78 mm
Diameter of reference (pitch) circle	20,208 in = 513,28mm
Total correction	0,1982
Pinion correction	0,150
Wheel correction	0,0482

Для дослідження напружено-деформованого стану зубчастого колеса створено твердотільну модель. Модель включає маточину, реборди, втулки та зубчастий вінець із трьома зубами. Дана модель є ресурсномісткою і при

оперативній пам'яті в один гігабайт зміна проекції триває кілька хвилин. Тому було вирішено обмежитися трьома зубами, так як коефіцієнт перекриття менше двох і при розташуванні контактної лінії на одному зубі частина навантаження сприймається сусідніми зубами, наявність решти зубів не впливає на напругу в корені зуба. Для дослідження напруг використовувався метод кінцевих елементів, реалізований у програмному комплексі Mechanical Desktop 6 [4]. Кінцеві елементи є тетраедри. Крок кінцевих елементів у досліджуваній моделі заданий автоматично самим програмним комплексом і становить 0,75 мм. На підставі характеру руйнувань було очевидно, що максимальна напруга виникає в ділянці ободу колеса, що безпосередньо примикає до зубів, що знаходяться в зачепленні. При розбитті на кінцеві елементи виділено досліджувану зону, яка включала втулку та зубчастий вінець з трьома зубами з прилеглою ділянкою реборд. У досліджуваній зоні крок кінцевих елементів вибрано 0,25 мм. Подальше зменшення кроку елементів не призводило до суттєвого уточнення значень напруги. Можна стверджувати, що напруга визначалася з точністю 0,5 МПа, при цьому час одного розрахунку становив 35–40 хв.

Для отримання достовірної картини напружено деформованого стану велику роль грають правильно обрані умови навантаження і закріплення. Проведені розрахунки показали, що зовнішнє навантаження може бути задане у вигляді зосередженої сили, розташованої посередині зуба. При товщині зубчастого вінця менше трьох модулів, зовнішнє навантаження має відповідати реальному – рівномірно розподіленому вздовж лінії зуба. Особливо важливо це для косозубих передач, у яких контактна лінія нахилена і на лівому торці зовнішнє зусилля розташовується максимально близько до зварного шва, що з'єднує зубчастий вінець та реборду. Закріплення колеса задано у вигляді опор, розташованих по колам усередині маточини на лівому та правому торцях. Закріплення жорстке, начебто колесо встановлено на вал із натягом. По бортику правого торця розташовані ковзні опори, що сприймають осьове зусилля. Досвід розрахунків показав, що кола, за якими задані закріплення на правому торці, орієнтовані по радіусу і вздовж осі зуба не повинні збігатися. Радіус кола, за яким розташоване закріплення з опорами, що сприймають осьове зусилля, приймався на п'ять міліметрів більшим, ніж радіус маточини. З точки зору реальної конструкції коліс, можна рекомендувати розміщувати закріплення по колу перетину поверхонь фаски та торця. Спроба моделювати паза шпонки і задавати закріплення по поверхні паза показала, що в цьому випадку розрахункова модель занадто складна для можливостей комп'ютера, а розкид значень напруг у шуканій області при невеликій зміні умов закріплення великий.

Проведені розрахунки показали, що максимальне значення напруги на лівому торці, у точці сполучення втулки та реборди, розташованої на мінімальній відстані від осі колеса, – 294,5 МПа. У точці сполучення втулки та реборди, розташованої на максимальній відстані від осі колеса, – 267,5 МПа. Напруження в точці сполучення зубчастого вінця та реборди досягають значення 187,0 МПа.

Характер розподілу напруг та отримані значення показують, що визначальну роль у руйнуванні колеса грає осьове зусилля. Найбільш навантаженим елементом є втулка та прилегла до неї область реборд.

Рисунок 5 – Модернізована конструкція великогабаритного зубчастого колеса

Підвищення міцності конструкції можна досягти за рахунок збільшення кількості втулок або збільшення товщини стінок втулок. Підвищення міцності без збільшення маси конструкції можливе за рахунок: зміни розташування втулок щодо западин зубів – усунення осей отворів втулок навколо осі колеса; розташування осей втулок на більшому радіусі; збільшення зовнішнього та внутрішнього діаметра втулки за збереження незмінної площі поперечного перерізу втулки.

Змінювати характер розподілу напруг за рахунок зміщення осей втулок отворів навколо осі колеса доцільно для прямозубих коліс. У косозубому зачепленні в кожному з перерізів, паралельних торцю, різне взаємне розташування втулок та западини зуба. Розрахунки конструкцій з розташуванням осей втулок на більшому радіусі та зі збільшеними зовнішнім та внутрішнім діаметрами втулки показали, що найбільш ефективно знизити максимальне значення напруги можна за рахунок збільшення діаметра.

У модернізованій конструкції колеса зовнішній діаметр втулки обраний максимально можливим, виходячи з умови розміщення зварних швів втулка реборда, вінець реборда. Зовнішній діаметр втулки збільшений в 1,15 рази, при цьому максимальна напруга склала 176,5 МПа, що менше, ніж допускається. Випробування редуктора із модернізованою конструкцією колеса показали його достатню міцність (рис. 5).

ЛІТЕРАТУРА

1. Стефанишин, О. І. (2011). ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ВІБРАЦІЙ РЕДУКТОРІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК. Prospecting and Development of Oil and Gas Fields, (1 (38)),
101–106.
2. Пилипенко, О. І., Колесник, Д. М., Березняк, А. М., & Шоха, В. М. (2019). ВІБРАЦІЙНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТА РУЙНУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ВЕРТОЛІТНИХ РЕДУКТОРІВ. Наукові праці Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки, (2), 130–140.
3. Иванов, В. В., Мотулько, Б. В., & Харсун, А. М. (2003). АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ. Одесса: АО Бахва, 135.
4. Иванов, В. В., & Сидоренко, И. И. (2005). ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН В СРЕДЕ MECHANICAL DESKTOP. Издательство АО БАХВА.
5. Atanasovska, I., V. Nikolic-Stanoevich. DEVELOPING OF THE 3D GEAR PAIR MODEL FOR LOAD DISTRIBUTION MONITORING. – In: Proceedings of 2nd Int. Conf. “Power Transmissions’06”, 25-26 Apr. 2006, Novi Sad (Serbia & Montenegro), pp. 45–50.

Іванов Віктор Володимирович *д.т.н., професор, завідувач кафедри «Машинознавство та деталі машин» Національного університету «Одеська політехніка» ORCID:https://orcid.org/0000-0003-3164-7862; ivv@op.edu.ua.*

Іванова Світлана Володимирівна *к.т.н., доцент кафедри «Математика і методики її навчання» Південноукраїнського національного педагогічного університету ім. К. Д. Ушинського, м. Одеса. ORCID:https://orcid.org/0000-0002-4301-9954;ivasvit@pdpu.edu.ua.*

Налева Галина Василівна *к.т.н., доцент кафедри «Вища математика» Національного університету «Одеська морська академія», ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3054-3893; nalevagv@gmail.com.*