

О.М. Новіков, к.т.н., доц.

О.В. Семенов, к.т.н., доц.

Національний технічний університет України "КПІ"

### АНАЛІЗ ОПТИМІЗАЦІЇ РОЗМІРІВ БІЧНОЇ ЛАНКИ ЛАНЦЮГОВОЇ ПИЛИ

*Наведено стислий опис можливого засобу оптимізації розмірів бічної ланки ріжучого ланцюга. При розрахунку враховувалися граничні умови, а в якості цільової функції була прийнята функція мінімізації ваги виробу. Була розглянута і проаналізована задача пружнодеформованого стану тіла, що вирішувалася методом кінцевих елементів. Даний підхід варто рекомендувати для проектування виробів у машинобудуванні.*

Сучасний ринок вимагає від машинобудування постійного збільшення асортименту товарів і зниження строків їхньої розробки й впровадження, однак у той же час вимоги щодо надійності та якості продукції підвищуються.

При розробці абсолютно нового виробу велика відповідальність за його майбутнє покладається на конструктора. Вибір оптимальної конструкції та її параметрів досить часто здійснюється, виходячи з досвіду розробника, що вимагає від нього високої кваліфікації. Перевірка слушності конструкторського рішення найчастіше підтверджується випробуваннями, а потім – тривалим строком експлуатації виробу. Випробування на стадії розробок, що ведуть до подорожчання виробу, дають деяку оцінку розробці, але остаточну оцінку, яка одержується протягом тривалого терміну експлуатації, підприємство дозволити собі не може. Тому правильне конструкторське рішення дає можливість заощадити величезні матеріальні та часові витрати. Також слід зазначити, що часто підвищення надійності виробу здійснювалося за рахунок необґрунтованого збільшення його габаритів, маси тощо. Вводилися так звані «коефіцієнти запасу міцності», що визначалися з досвіду експлуатації подібних виробів. Але що робити, якщо розробляється абсолютно новий виріб, або немає достатньо досвідченого конструктора? Одним із можливих виходів для підприємства є використання нових програмних продуктів, запропонованих фірмами-розробниками CAD\CAM\CAE – пакетами [2, 3]. Ці пакети програмного забезпечення дозволяють визначити надійність виробів, обґрунтувати доцільність конструкції та намітити шлях до поліпшення роботи виробу.

Розглянемо один з можливих підходів до прийняття такого рішення на базі аналізу конструкції бічної ланки ланцюгової пили ЦП-10.26. При виготовленні даного виробу необхідно правильно вибрати матеріал і розміри інструмента. Припустимо, що є декілька видів матеріалу та відомі їхня вартість і фізико-механічні характеристики. Що стосується розмірів, то тут виникає задача – вибрати більш прийнятні: такі, щоб ціна виробу знижувався, але в той же час забезпечувалася достатня надійність виробу. В якості критерію міцності у першому наближенні можна використовувати критерій Мізеса [1]:

$$\sigma_i = 0,5((\sigma - \sigma_x)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2))^2 \leq [\sigma_{розтягування}] = 2 \cdot 10^8 \text{ Па.} \quad (1)$$

Спочатку визначимо ділянки виробу, дна яких можливість руйнації максимальна, та визначимо розміри, зміни яких призведуть до зниження можливості руйнації конструктивних елементів. Потім варто визначити оптимальні розміри цих конструктивних елементів. У якості цільової функції використаємо зниження маси виробу [3]. Для визначення місць найбільш ймовірної руйнації скористаємося методом кінцевих елементів. Спочатку проаналізуємо граничні умови задачі: приводна ланка з'єднана з осями-заклепками і розтягується цими заклепками, причому відбувається періодичне навантаження. У загальному випадку варто вирішувати усталісну контактну задачу. Проте місця можливої руйнації може показати і розв'язання простої задачі пружнодеформованого тіла. Для розрахунків використовувалися фізико-механічні характеристики матеріалів, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Деталь	$[\sigma_{розтягування}]$ , Па	$[\sigma_{стискування}]$ , Па	Модуль Юнга E, Па	Коефіцієнт Пуасона, $\mu$
Бічна ланка	206807000	5170170000	200000000000	0,26
Вісь-заклепка	241275200	448082500	190000000000	0,26

© О.М. Новіков, О.В. Семенов, 2001  
Розтягуючі сили становили 200 Н на кожний торець заклепки. У якості кінцевого елемента використовувалася тригранна пірамідка з 10 вузлами – 4 вузла по вершинах і 6 вузлів по середині кожної грані. Максимальний розмір кінцевого елемента був вибраний 0,5 мм допуск, відхилення від моделі 0,025 мм. Ланка була розбита на 14500 кінцевих елементів. Використовувалася програма Design Star. Слід зазначити, що розв'язання контактної задачі на комп'ютері класу Pentium 200, що мав 64 Мб оперативної пам'яті, зайняло досить багато часу – біля 12 годин. Результати розрахунку (рис. 1) показують, що найбільш ймовірними місцями руйнації є верхня і нижня частини циліндричних поверхонь, що стикаються з осями, а також ділянка між нижньою перемичкою та віссю. На рис. 1 показано збільшення області плас-

тичної деформації при збільшенні розтягуючих сил у  $K = 1, 2, 3$  і  $4$  рази. З чого легко визначити області руйнації ланки в процесі тривалої експлуатації. При розв'язанні задачі пружнодеформованого стану тіла, дію осей було замінено нерівномірним тиском. Використовувалася квадратична залежність тиску від відстані між центром отвору бічної ланки та його поверхні уздовж довжини бічної ланки. Матеріал ланки і розбивка на кінцеві елементи були тими самими.

Результати розрахунку показали, що області руйнації у цілому співпали з результатами розв'язання контактної задачі. Хоча вирішення контактної задачі давало більш достовірний опис напруженого стану в області контакту ланки з віссю. Проте значний виграш у часі розв'язання задачі – 2 хвилини на ітерацію – змусив прийняти для подальшого аналізу розв'язання пружнодеформованого стану тіла.



Рис. 1. Збільшення областей пластичної деформації при збільшенні навантажень

Part1-chain1 - Static Nodal Stress  
Units: MPa

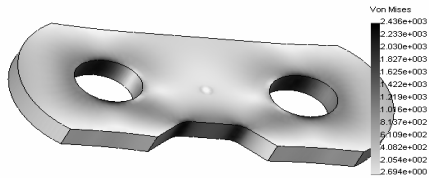


Рис. 2. Напруги за критерієм Мізеса при розв'язанні задачі пружнодеформованого стану тіла



Рис. 3. Напруги за критерієм Мізеса при розв'язанні контактної задачі пружнодеформованого стану тіла

Параметрами оптимізації розмірів ланки виберемо товщину  $S$  і висоту ланки  $H$ , так само для перевірки слушності рішення будимо оптимізувати радіус округлення нижньої перемички –  $R$  (оскільки перемичка є концентратором напруг то радіус повинний мати максимальне значення). Були прийняті такі обмеження:  $- 0,5 \text{ мм} < S < 2 \text{ мм}$ ,  $7 \text{ мм} < H < 9 \text{ мм}$ ,  $0,25 \text{ мм} < R < 1,25 \text{ мм}$ . Зусилля прикладалися так, щоб при стандартних розмірах ланка знаходилася на грані переходу з пружного в пластичне деформування. З цього випливало, що необхідно змінити розміри таким чином, щоб не було пластичних деформацій, але при цьому маса ланки (виходячи з цільової функції) була мінімальною. Оптимізація проводилася методом спрямованого спуску. Після прорахунку базового варіанта, змінювалися параметри, обчислювалася маса виробу та максимальні напруги за критерієм Мізеса. Розмір збіжності, при якій припинявся рахунок, складала 1 %. Розрахунок з оптимізації 3 параметрів зайняв біля 30 хвилин. Усього було виконано 15 ітерацій. Порівняльні результати розрахунків наведено у табл. 2. Графік збіжності наданий на рис. 4.

Таблиця 2

Варіант	Max $\sigma_i$ МПа	Маса ланки, г	$S$ , мм	$H$ , мм	$R$ , мм
Базовий	220	1,46	1,5	8	1

Після оптимізації	200	1,47	1,63	7,42	1,25
-------------------	-----	------	------	------	------

mm

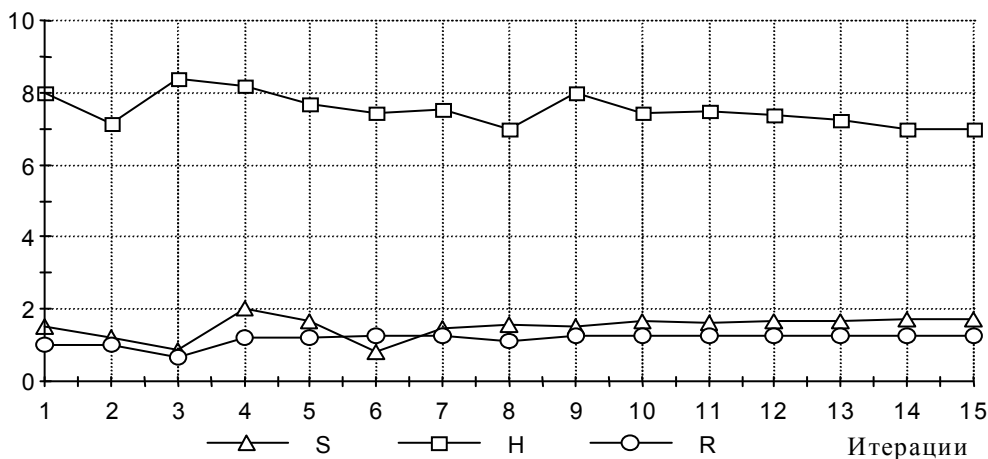


Рис. 4. Зміна параметрів оптимізації

Маса виробу після оптимізації його розмірів практично не змінилася, але максимальні еквівалентні напруги знизилися до встановленої межі. Такий підхід до призначення розмірів конструкційних елементів ріжучої ланки дав можливість підвищити надійність без збільшення маси (подорожчання ланки). Час на побудову моделі та проведення оптимізації цілком виправдано, тому що надалі це дозволить заощадити час на проведення дослідів і скоротить кількість іспитів виробу. Даний підхід можна рекомендувати для конструкторських розробок.

**ЛІТЕРАТУРА:**

1. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформация и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. – К. Наукова думка, 1976. – 416 с.
2. Applied finite element modeling, by jiffrey. M. Steele, Marc Dekker Inc. 1989.
3. What every ingeniere shoylid know about finite element analysis, edated by John R. Marc Dekker Inc. 1989.

НОВІКОВ Олексій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри інструментального виробництва Національного технічного університету України "КПІ".

Наукові інтереси:

- проектування та виробництво інструментів.

СЕМЕНОВ Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри інструментального виробництва Національного технічного університету України "КПІ".

Наукові інтереси:

- проектування та виробництво інструментів.

Подано 24.01.2001

УДК 621.914

**Анализ оптимизации размеров боковой звена цепной пилы / А.Н. Новиков, А.В. Семенов**

Представлено краткое описание возможного способа оптимизации размеров бокового звена режущей цепи. При расчете учитывались граничные условия, а в качестве целевой функции была принята функция минимизации веса изделия. Была рассмотрена и проанализирована задача упругодеформированного состояния тела, которая решалась методом конечных элементов. Данный подход следует рекомендовать для проектирования изделий в машиностроении.

УДК 621.914

**The side optimization analysis of a saw side chain / A.N. Novikov, A.V. Semenov**

*The article contains a brief description of a possible optimization way of side chain dimensions. It had been taken start conditions and the aim function – minimum of the ware weight. It had been considered contact and elastic task of a part stress state by FEM (finite element method). This method should be recommended for part engineering at machine -building industry.*

**Новиков А.Н., Семенов А.В.** Анализ оптимизации размеров боковой звена цепной пилы

**Novikov A.N., Semenov A.V.** The side optimization analysis of a saw side chain

**Новіков О.М., Семенов О.В.** Аналіз оптимізації розмірів бічної ланки ланцюгової пили