

Енергетичну оцінку технології при проведенні енергетичного аналізу визначали коефіцієнтом енергетичної ефективності K_{ee} .

$$K_{ee} = \frac{\hat{g}_{cm}}{\hat{g}_{nt}},$$

де $\hat{g}_{cm}$, $\hat{g}_{nt}$ - енергоємність продукції за базовою і новою технологіями.

Нова технологія вважається ефективною при $K_{ee} > 1$.

Енергетична ефективність механізованої технології одержання товарного біогумусу характеризується наступними коефіцієнтами енергетичної ефективності: для субстрату (компосту) - 1,43; вермикомпосту - 1,53; товарного біогумусу - 1,98.

Список використаних джерел

1. Медведовський О.К., Іваненко І.П. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільськогосподарському виробництві. Київ : Урожай, 1988. С. 192-205.
2. КНД 46.16. 02.11-95. Техніка сільськогосподарська. Випробування. Методи визначення біоенергетичної ефективності машин для рослинництва. Введ. 01.04.96. Дослідницьке : УкрНДПТБТ, 1995. 24с.



Ткачук Василь

канд. техн. наук, доцент

Девін Владлен

канд. техн. наук, доцент

Подільський державний аграрно-технічний університет

Кам'янець-Подільський, Україна

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЛАНКИ ТЯГОВОГО РОЗБІРНОГО ЛАНЦЮГА МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Для максимально ефективної роботи підйомно-транспортних машин, скребкових конвеєрів, а також інших механізмів, використовуються тягові ланцюги. Їх широко використовують в таких галузях, як машинобудівна, деревообробна, целюлозно-паперова промисловість, шляхове обладнання та споруди для очищення води. Серед усіх різновидів тягових ланцюгів особливе місце займають розбірні ланцюги. Ці ланцюги є найбільш досконалими і застосовуються переважно у конвеєрах, що мають складні просторові траси, наприклад, у підвісних конвеєрах, де потрібна гнучкість тягового органу в двох площинах. Виходячи з умов експлуатації, до ланцюгів ставляться такі вимоги: міцність (статистична, циклічна, ударна); жорсткість проти деформації (подовжньої та поперечної); зносостійкість та антикорозійність.

Особливе значення для витривалості ланцюгів має напружений стан ланок. Внаслідок їх інтенсивного лінійного зносу у шарнірах, при експлуатації, відбувається перехід ланок на великі початкові кола тягових зірочок, що викликає зростання навантаження в ланцюговому контурі і збільшення довжини ланок, яке не повинно

перевищувати певного граничного значення. У цьому контексті постає необхідність створення універсальної розрахункової методики оцінювання напружено-деформованого стану тягових ланцюгів певного конструктивного ряду.

Дослідженням напружено-деформованого стану тягових ланцюгів за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням сучасних програмних продуктів присвячена низка праць науковців з Індії, Турції і наших вітчизняних вчених. В роботах [1, 2, [3] досліджувався напружено-деформований стан і проводилася оптимізація конструктивних розмірів пластинчастих ланцюгів. В роботах [4, 5] проведено дослідження вилчастих ланцюгів, в роботі [6] вивчався розподіл контактних напружень в двошарнірному ланцюзі. В даній роботі запропоновано методику і алгоритм дослідження напружено-деформованого стану тягового розбірного ланцюга методом скінчених елементів з використанням програмних продуктів комп'ютерного моделювання.

Дослідження проводили на прикладі ланцюга підвісного конвеєра ПНЦ. Як тяговий елемент у конвеєра такого типу переважно використовують тяговий розбірний ланцюг типу Р2 ГОСТ 589-74 [7].

Згідно з проектним розрахунком, тягове зусилля ланцюга цього конвеєра становить 11,8 кН. З урахуванням коефіцієнта запасу міцності ланцюга, який для конвеєрів такого типу приймають в межах $n=8\ldots 10$, визначаємо зусилля руйнування, за яким добираємо розбірний ланцюг типорозміру Р2 з кроком 100 мм згідно з [7].

Аналіз напружено-деформованого стану внутрішньої ланки ланцюга цієї конструкції проводимо за допомогою методу скінчених елементів. З цією метою будуємо твердотільну модель ланцюга Р2-100-160 у програмі Компас 3D. Спочатку створюємо моделі зовнішньої і внутрішньої ланок і палець. Потім із цих елементів створюємо збірну модель ланцюга та задаємо характеристики матеріалу, граничні умови. Для всіх деталей добираємо матеріал сталь 40Х з границею міцності 610 МПа і границею текучості 140 МПа [8].

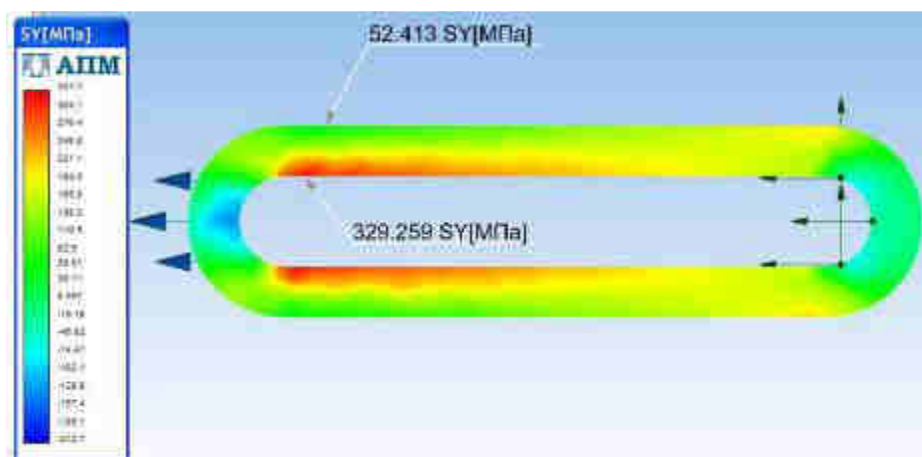


Рис. 1. Епюри еквівалентних напружень в ланці ланцюга

Модель розбиваємо на скінченні елементи таким чином, щоб число їх шарів по товщині ланки у найвужчому місці було 4...6 [9]. Так, як внутрішня ланка ланцюга має дві осі симетрії, розрахунок можна проводити лише для чверті ланки та пальця. Це дозволить коректно задати тип контакту між пальцем і ланкою, окрім того довша

конструкція ланцюга потребує значно більших апаратних можливостей комп'ютера. Внаслідок розрахунку отримуємо епюри розподілу еквівалентних напружень в елементах ланки, визначені за IV теорією міцності (Губера-Мізеса), та епюри абсолютних деформацій елементів в напрямку дії тягового зусилля ланцюга.

Для прикладу, на рис. 1 наведено епюри еквівалентних напружень.

Висновки. Застосування математичного апарату методу скінчених елементів спрощує побудову моделі об'єкту, в якому необхідно дослідити напружено-деформований стан. Цей метод дозволяє отримати рішення у вигляді полів напружень і деформацій практично в будь-якому перерізі деталей конструкції. Переваги методу до теперішнього часу ще не були використані при конструюванні тягових ланцюгів. Їх реалізація дозволить зменшити металоємність устаткування, збільшити надійність його роботи і понизити собівартість і, зрештою, підвищити якість кормів, які виробляються.

Список використаних джерел

1. Nitin G. Barge, Sandeep L. Shinde Design and analysis of drag chain to reduce failure modes for handling of fertilizer materials. *International Journal of Engineering Research & Technology*. Vol. 6 Issue 06, June .2017. p. 705-710.
2. Kale S.R., Navthar R.R. Analysis and optimization of chain conveyor outer link. p. 7197-7206. DOI:10.15680/IJIRSET.2015.0408068
3. Висоцька Х.А. Аналіз напружено-деформованого стану ланцюгів конвеєрів. *Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України*. 2013. Вип. 23.11. С. 158-164.
4. Kadukar N. B., Agashe U. C., Patil R. V. Topological and structural optimization of bolt and go chain link for increased tonnage capacity. *International Journal of Engineering Science and Computing*. July 2016. Volume 6 Issue No. 7 p. 1863-1868.
5. Shruti S. Kulkarni, Anirban C. Mitra, Sameer Nandikar, Kedar Damle Design of chain link for drag chain conveyor to increase breaking strength. *IJARIE-ISSN(O)-2395-4396*. Vol-1 Issue-3 2015. p. 219-231.
6. Девін В.В., Ткачук В.С., Пришляк В.М. Теоретичні основи розрахунку ланок ланцюга конвеєра з полімерних композиційних матеріалів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Серія: Технічні науки, №10 том 2. Вінниця, 2012, с. 133-137.
7. Цепи тяговые разборные. Технические условия. ГОСТ 589-85 Москва : ИПК Издательство стандартов. 2002.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. Издание 9-е, переработанное и дополненное ; под редакцией И.Н. Жестковой. Москва: Изд-во «Машиностроение». 2006
9. Шевчук І. І., Девін В.В. Застосування методу скінчених елементів для конструкторських розрахунків молоткових дробарок. *Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету*. 2014. Вип. 22. с. 459-464.
10. Bansal R.K.. *Strength of Materials*. Fifth Edition Laxmi Publications , New Delhi. 2014.
11. Ободовский Б. А., Ханин С. Е. Сопротивление материалов в примерах и задачах. Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1981. 344 с.