Методика розрахунку навантажувальної здатності зачеплення ланки ланцюгового конвеєра / Комар Р., Ляшук О., Диня В., Олексишин О. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.90-96. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 621.825.5

Р. Комар, канд. техн. наук; О. Ляшук канд. техн. наук;
В. Диня; О. Олексишин

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЛАНКИ ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

Резюме. *Запропоновано методику розрахунку навантажувальної здатності зачеплення шарнірної ланки привода ланцюгового конвеєра транспортно-технологічних механізмів. Наведено теоретичні залежності та розрахункові схеми для визначення сил і реакцій в зачепленні привода ланцюгового конвеєра. Теоретично досліджено зміну навантажень та реакцій, які діють у зачепленні ланки із зубчастим колесом, від конструктивно-кінематичних та силових параметрів елементів конструкції привода. Викладено практичні рекомендації для проектування аналогічних механізмів.*

Ключові слова: *ланцюговий конвеєр, ланка, шарнір, ланцюг, привід.*

R. Komar, O. Layshuk, V. Dunya, O. Oleksishin

METHODS OF CALCULATION OF LOADING ABILITY OF HOOKING OF LINK OF CHAIN CONVEYER

The summary. *The methods of calculation of loading ability of hooking of joint link of occasion of chain conveyer of transport-technological mechanisms are offered. Theoretical dependences over and calculation charts are brought for determination of forces and reactions in hooked to the occasion of chain conveyer. The change of loading and reactions which operate in brushed against links with a gear-wheel is investigational in theory, from the structurally-kinematics and power parameters of elements of construction of occasion. Practical recommendations are expounded for planning of analogical mechanisms.*

Key words: *chain conveyer, link, hinge, chain, occasion.*

Умовні позначення:

Q_1 і Q_2 – сили, створені натягом суміжних ланок, Н;

F_B – відцентрова сила, Н;

N_i, – рекція в точці контакту ролика і впадини зубчастого колеса, Н;

S_B – натяг від відцентрової сили, Н;
a – коефіцієнт натягу;
b – коефіцієнт зчеплення;
α – половина кута загострення зуба колеса привода конвеєра, град;
ρ_T – кут тертя між елементом зачеплення ланцюга і зубом колеса, град;
γ – кутовий крок зубчастого колеса привода конвеєра, град;
S_1 – величина натягу ведучої ланки, Н;
S_1 – величина натягу веденої ланки, Н;
P – робоче навантаження конвеєра, Н;
$P_д$ – динамічне навантаження конвеєра, Н;
S_{2f} – остаточний натяг вітки, Н;
k_γ – коефіцієнт удару;
$P_л$, $P_{в.л}$ – сили, викликані нерівномірним рухом ланцюга та веденої ланки, Н;
$P_{т.п}$ – сила, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів привода, Н;
K_y – коефіцієнт зниження динамічних навантажень через пружну податливість ланцюга;
l – довжина ланки ланцюгового конвеєра, мм;
t – крок між двома пазами привідного колеса, мм;
n – частота обертання ведучої ланки, об/хв.;
K_B – коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга;
d_D – діаметр ділильного кола веденого колеса, мм;
u – передаточне відношення передачі;

c – жорсткість ланки, Н/мм;
Δ_l – відносне видовження ланки, мм;
E_o – модуль жорсткості, МПа;
$S_{оп}$ – площа проекції опорної поверхні шарніра ланки, мм^2;
q – маса ланки ланцюга привода, кг;
υ – швидкість руху ланок конвеєра, м/с;
m – кількість шарнірів ланцюга конвеєра, що перебувають у зачепленні з пазами колеса;
z – кількість зубів колеса;
Q_f – приведена вага веденої ланки, Н;
g – прискорення вільного падіння, м/с^2;
α_2 – кут нахилу до горизонту веденої вітки привода, град.

Постановка проблеми. Ланцюгові транспортно-технологічні механізми використовуються у різних видах машин, які виконують найрізноманітніші технологічні операції в різноманітних галузях народного господарства. Найперше – для транспортування різноманітних матеріалів, а саме, продукції машинобудування та металевої стружки, будівельних матеріалів, продукції сільського господарства, харчових та фармацевтичних продуктів тощо. Дане обладнання потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь-яких місцевих умов виробництва. Воно просте в експлуатації, легке в керуванні, з можливістю автоматизації процесів транспортування.

Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробленні певної методики розрахунку основних елементів зачеплення ланцюгового конвеєра.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Питанням розрахунків навантажувальної здатності, взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів ланцюгових передач присвячена монографія Готовцева А.А. [1]. Розрахунки різного виду конвеєрів викладено у працях Іванченка Ф.К. [2], Зубченка І.І. та Дубиняка С.Г. Питанням міцнісніх характеристик привідних ланцюгів займаються Луців І.В., Кривий П.Д. [1]. Проте розрахунок кожного привода має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Мета і завдання дослідження. Розробити методику розрахунку основних конструктивно-силових параметрів в зачепленні привода ланцюгового конвеєра. Роботу виконано в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010–2015 роки.

Виклад основного матеріалу. При нормальному положенні ланок ланцюгового конвеєра розробленої конструкції [5] навантажувальну здатність зачеплення визначає глибина паза привідного колеса, тобто умови рівноваги для всіх шарнірів є однаковими. Розглянемо рівновагу деякого шарніра *i* ланцюгового конвеєра. Даний шарнір перебуває під дією сил Q_1 і Q_2, створених натягом суміжних ланок, відцентрової сили F_B і реакції N_i, яка напрямлена під кутом тертя ρ_T до нормалі основного профілю зуба привідного колеса (рис 1).

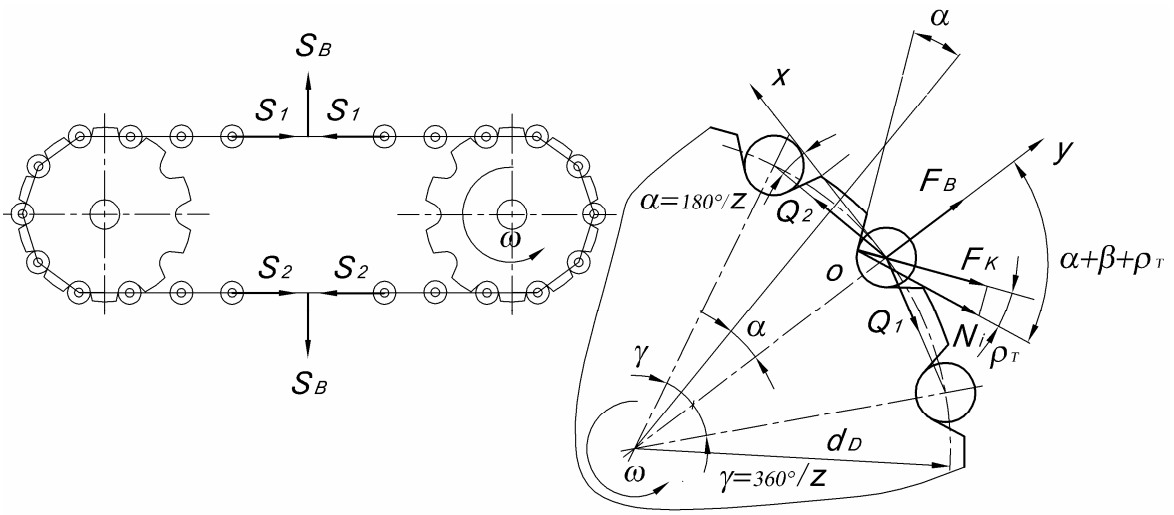

Рисунок 1. Розрахункова схема дії сил у зачепленні привода ланцюгового конвеєра

Умова рівноваги в системі координат XOY буде мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \sum X = Q_2 \cos\alpha - Q_1 \cos\alpha - N_i \cos(\alpha + \beta + \rho_T) = 0; \\ \sum Y = Q_2 \sin\alpha + Q_1 \sin\alpha - N_i \sin(\alpha + \beta + \rho_T) - F_B = 0; \\ F_B = 2S_B \sin\alpha. \end{cases} \quad (1)$$

Після розв'язку системи рівнянь (1) отримаємо формули для визначення зусиль Q_1 і N_i

$$Q_1 = (Q_2 - S_B)a + S_B; \quad (2)$$

$$N_i = (Q_2 - S_B)b. \quad (3)$$

Числові значення вказаних коефіцієнтів визначають за формулами [1]

$$a = \frac{\sin(\alpha + \rho_T)}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}; \quad (4)$$

$$b = \frac{\sin\gamma}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}. \quad (5)$$

Натяг у першій ланці ланцюга, яка прилягає до ведучої вітки конвеєра в момент, коли в зачеплення починає входити наступна ланка, рівний натягу ведучої ланки S_1. Згідно з формулами (2) і (3) можна визначити зусилля, які діють на 1, 2,… *i*-й шарнір. Відповідно максимальні зусилля в деякому *i*-му шарнірі [1]

$$Q_{i+1} = (S_1 - S_B)a^i + S_B; \quad (6)$$

$$N_i = (S_1 - S_B)b^i. \quad (7)$$

Величина натягу S_1 ведучої ланки дорівнює сумі робочого навантаження P, динамічного навантаження $P_д$, яке зумовлюється зовнішнім впливом і внутрішньою динамікою передавання та натягом веденої ланки S_2. Натяг веденої ланки складається із суми остаточного натягу S_{2f} і натягу S_B від відцентрової сили F_B.

$$S_2 = S_{2f} + S_B, \quad (8)$$

відповідно

$$S_1 = P + P_д + S_2 = k_\gamma P + S_B + S_{2f}. \quad (9)$$

Значення динамічного навантаження можна розрахувати за його складовими

$$P_д = P_л + P_{в.л} + P_{т.п}. \quad (10)$$

Сила $P_л$ викликана нерівномірним рухом ланцюга, відповідно її числове значення розраховують за формулою [1]

$$P_{л} = \frac{K_y q l t n^2}{1{,}8 \cdot 10^8}. \quad (11)$$

Сила $P_{в.л}$ викликана кутовим прискоренням веденого колеса і приведеним до його вала моментом інерції J веденої системи конвеєра. Відповідно її визначають при максимальній величині кутового прискорення [1]

$$P_{в.л} = \frac{22 J K_y K_B n^2}{10^6 d_D}. \quad (12)$$

Коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга, дорівнює

$$K_B = \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) tg\alpha. \quad (13)$$

Силу, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів привода конвеєра, розраховують за формулою [1]

$$P_{т.п} = c\Delta_l. \quad (14)$$

Жорсткість ланки можна розрахувати за законом Гука [2]

$$c = \frac{E_o S_{on}}{l}. \quad (15)$$

Натяг, викликаний відцентровою силою, дорівнює

$$S_B = q\upsilon^2. \quad (16)$$

Відповідно остаточний натяг ланки дорівнює [1]

$$S_{2f} = \frac{k_\gamma P a^m - 0{,}08 z Q_f \ln a}{1 - a^m}; \quad (17)$$

$$Q_f = 10^{-3} g q l \cos\alpha_2. \quad (18)$$

У відповідності з рівністю (9) максимальні зусилля в шарнірі можна визначити за формулами

$$Q_1 = \left(k_\gamma P + S_{2f}\right) a^i + S_B; \quad (19)$$

$$N_i = \left(k_\gamma P + S_{2f}\right) b^i. \quad (20)$$

Але оскільки у даному конвеєрі в зачепленні одночасно перебуває кілька ланок, то

$$Q_1 = \left(S_2 - S_B\right) a^{m-i} + S_B = S_{2f} a^{m-i} + S_B; \quad (21)$$

$$N_i = \left(S_2 - S_B\right) b^{m-i} = S_{2f} b^{m-i}. \quad (22)$$

З урахуванням рівностей (16), (17) формули для визначення зусиль у зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна записати у вигляді

$$Q_1 = \left(\frac{k_\gamma P a^m - 0{,}08 z Q_f \ln a}{1 - a^m}\right) \cdot a^{m-i} + q\upsilon^2; \quad (23)$$

$$N_i = \left(\frac{k_\gamma P a^m - 0{,}08 z Q_f \ln a}{1 - a^m}\right) \cdot b^{m-i}. \quad (24)$$

Для аналізу впливу конструктивно-силових параметрів пари контакту зачеплення привода ланцюгового конвеєра на характер зміни зусиль у зачепленні, розраховано залежності (23) і (24) та на основі отриманих даних побудовано графічні залежності, за якими і зроблено відповідні висновки.

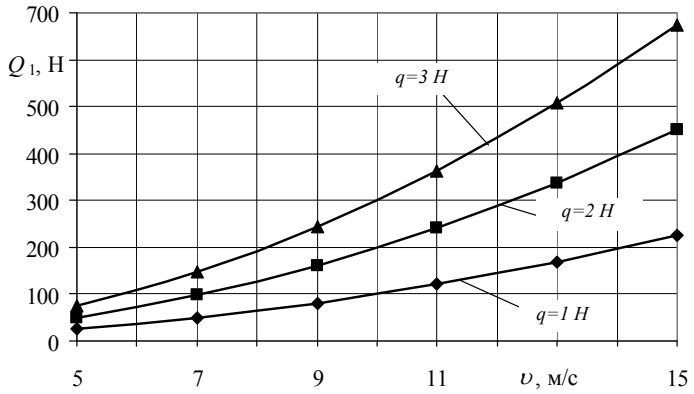

Рисунок 2. Залежності зміни зусилля натягу ланки від швидкості руху конвеєра $Q_1=f(\upsilon)$ при змінних значеннях її маси

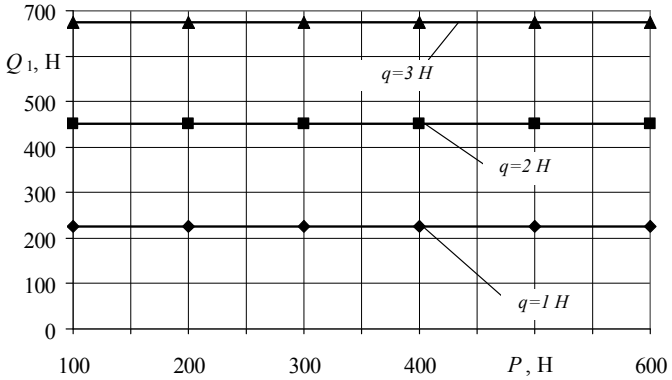

Рисунок 3. Залежності зміни зусилля натягу ланки від робочого навантаження $Q_1=f(P)$ при змінних значеннях її маси

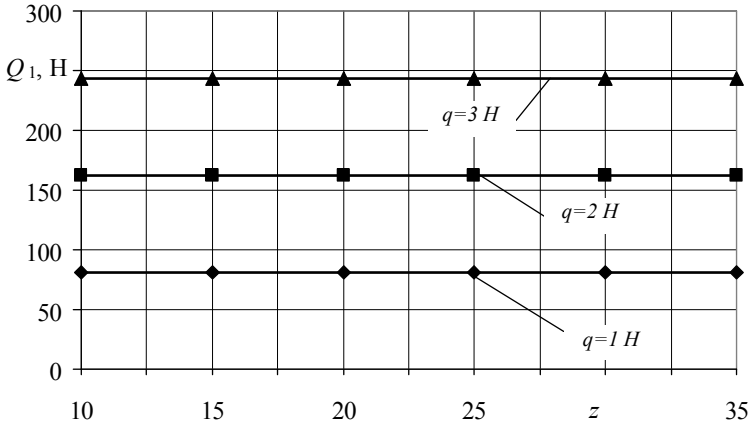

Рисунок 4. Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $Q_1=f(z)$ при змінних значеннях її маси

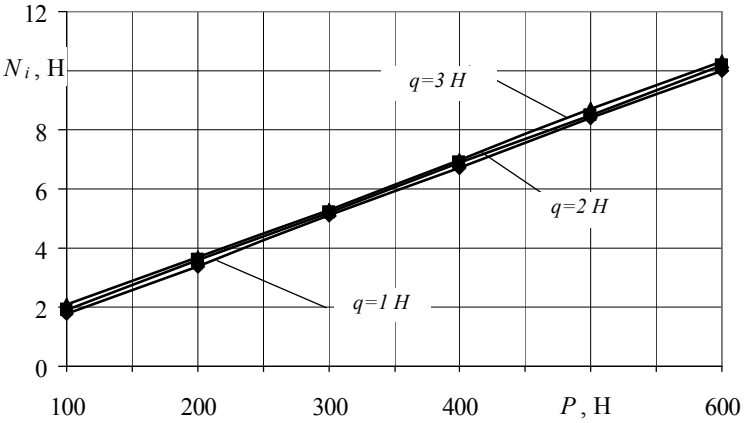

Рисунок 5. Залежності зміни значення реакції в зачепленні від робочого навантаження $N_i=f(P)$ при змінних значеннях маси ланки

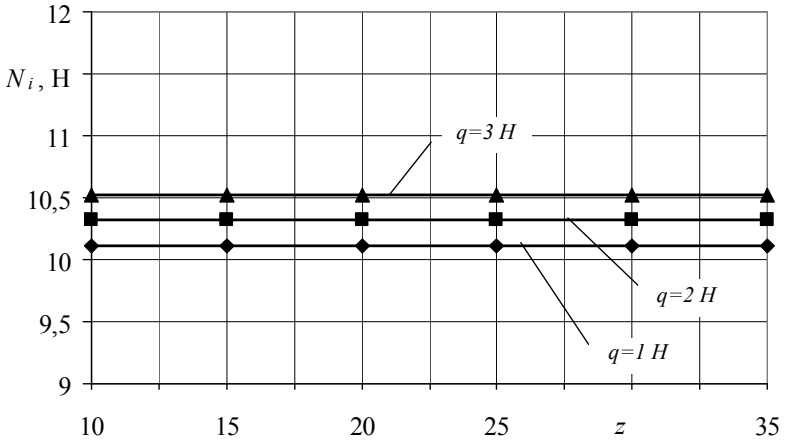

Рисунок 6. Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $N_i=f(z)$ при змінних значеннях її маси

Аналізуючи отримані результати й графічні залежності, можна констатувати, що зусилля натягу ланок є переважаючими у ланцюгових конвеєрах, оскільки їх числові значення є значно більшими за сили реакцій. Встановлено, що на зусилля натягу значно впливає швидкість руху ланцюгового конвеєра та маса його ланок. Зокрема при збільшенні швидкості руху конвеєра з 5 до 15 м/с зусилля натягу ланки збільшується у 1,6…9 разів, наприклад із 25 до 225 Н . Також важливим фактором є маса ланки. При поступовому збільшенні маси з кроком 1 Н спостерігалася зміна зусилля натягу у 1,5…2 рази у бік збільшення. Водночас ні зміна робочого навантаження, ні зміна кількості зубів колеса не мають істотного впливу на даний параметр. Проте під час дослідження сили реакції зачеплення встановлено, що даний параметр прямо пропорційно залежить від зміни робочого навантаження конвеєра, а саме чим воно вище, тим більша сила реакції, але кількість зубів колеса не мають впливу на даний параметр.

Висновки. Запропоновані аналітичні залежності для визначення залежностей зміни величин зусиль у зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна використати при конструюванні аналогічних пристроїв із різною навантажувальною здатністю. Отримані результати теоретичних досліджень дозволять спростити структуру та методику розрахунку приводів ланцюгових конвеєрів.

Література

1. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок // – М.: Машиностроение, 1982. – 326 с.
2. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
3. Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка–пластина приводних роликових і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. – №2. – С. 50–56.
4. Гнучкий ланцюговий конвеєр патент: №52568 Україна: МПК (2006) B65G 33/00 / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко Іг.Б.; заявник і патентовласник ТДТУ ім. І. Пулюя. – u201004000; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16. – 4 с.

Отримано 07.02.2011