

# ЛІТЕРАТУРА

1. Структура и механические свойства вакуумно-плазменных покрытий TiCN / В.М.Мацевитый, М.С.Борушко, В.М.Береснев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1984. – № 3. – С.20-34.
2. Белый А.В. Структура и методы формирования износостойких поверхностных слоев / Белый А.В., Карпенко Г.Д., Мышкин Н.К. – М.: Машиностроение, 1991. – 325с.
3. Карпов Ю.И. Особенности формирования покрытий Ti (N,C) на твердосплавных пластинах / Ю.И.Карпов, М.Б.Чижмаков // Вестник машиностроения. – 1992. – № 3. – С.45-57.
4. Гнесин Г.Г. Износостойкие покрытия на инструментальных материалах / Г.Г.Гнесин, С.Н.Фоменко // Порошковая металлургия. – 1996. – № 9-10. – С.17-26.

УДК 621.876.212

БЕЛЬМАС І.В., д.т.н., професор  
БІЛОУС О.І., к.т.н., доцент  
ЧЕРЕДНИЧЕНКО О.І., студент

Дніпродзержинський державний технічний університет

## НАПРУЖЕНИЙ СТАН СТРІЧКИ КРУТОНАХИЛЕННОГО КОНВЕЄРА ПОДАЧІ ШИХТИ НА КОЛОШНИК ДОМЕННОЇ ПЕЧІ

**Вступ.** У металургійному виробництві використовують стрічкові конвеєри для транспортування великих обсягів матеріалів на відносно невеликій відстані. Основний і найменш надійний елемент конвеєру – стрічка. Навантаження на стрічці розподілено нерівномірно, і як наслідок зменшується зусилля, при якому стрічка руйнується.

**Постановка задачі.** Для транспортування сипких матеріалів при збільшених кутах нахилу доцільно використання конвеєра з підвішеною стрічкою [1]. Конструкція такого конвеєра передбачає надання поперечному перерізу стрічки замкненої краплеподібної форми на перехідній ділянці. На цій же ділянці в утворену порожнину завантажуються сипкий матеріал. Краплеподібна форма перерізу стрічки утворюється внаслідок силової взаємодії матеріалу та стрічки. Ця силова взаємодія зумовлює тиск стрічки на матеріал. Збільшені сили взаємодії стрічки та матеріалу призводять до зростання сил тертя матеріалу по стрічці. Останнє дозволяє збільшити кут нахилу конвеєра і забезпечує можливість його використання для подачі шихти на колошник доменної печі. Впровадження такого конвеєра стримується відсутністю методики розрахунку додаткового напруженого стану стрічки, зумовленого утворенням замкненого перерізу. Для розробки такої методики треба створити модель та алгоритм розв'язання задачі визначення напруженого стану стрічки на ділянці утворення замкненої форми.

**Результати роботи.** В роботі [2] досліджено вплив параметрів перехідної ділянки. Конвеєрні стрічки потужних конвеєрів, наприклад конвеєрів для постачання шихтових матеріалів в доменну піч, мають ортотропну композитну побудову. Тяговою основою таких стрічок є троси. Вони сприймають силу розтягу стрічки. На конвеєрі (рис.1) переріз стрічки 1 з використанням замка 2 набуває замкненої форми. Утворена конструкція виступами 3 стрічки спирається на ролики 4 з осями, що обертаються в підшипниках 5. Віднесемо стрічку (рис.2) до ортогональної системи координат.

На різних ділянках конвеєра на стрічку діють різні навантаження. Робочу ділянку стрічки будемо вважати першою, ділянку набуття стрічкою краплеподібної форми – другою. Відповідно ділянкам взаємодії з барабаном та неробочій ділянці надамо номери три та чотири.

Значна зміна форми на перехідній ділянці зводить задачу визначення її напружено-деформованого стану до геометрично нелінійної. Для спрощення задачі будемо вважати, що крок  $t$  розташування тягових елементів – тросів – на перехідній ділянці не змінюється. Кількість тягових елементів парна та становить  $M$ . В гумі між тяговими елементами виникають лише напруження зсуву. Краплеподібну форму поперечного перерізу стрічки на першій ділянці задамо двома прямими лініями та дугою кола, дотичною до них. Знехтуємо товщиною тягових елементів та стрічки. Таке спрощення дозволяє вважати, що поздовжні троси в процесі деформування залишаються прямолінійними. Форма стрічки на перехідній (другій) ділянці відноситься до нерозгортаних. Розгортання такої поверхні призводить до утворення розриву по межі між першою та другою ділянками (рис.3).

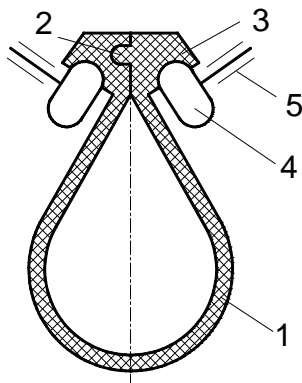


Рисунок 1 – Схема перерізу стрічки підвісного конвеєра

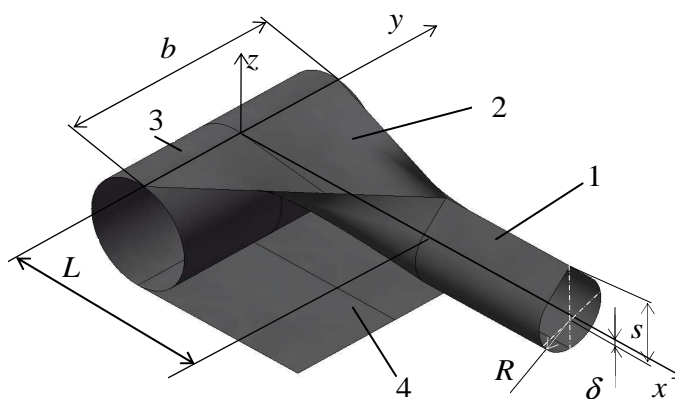


Рисунок 2 – Перехідна ділянка

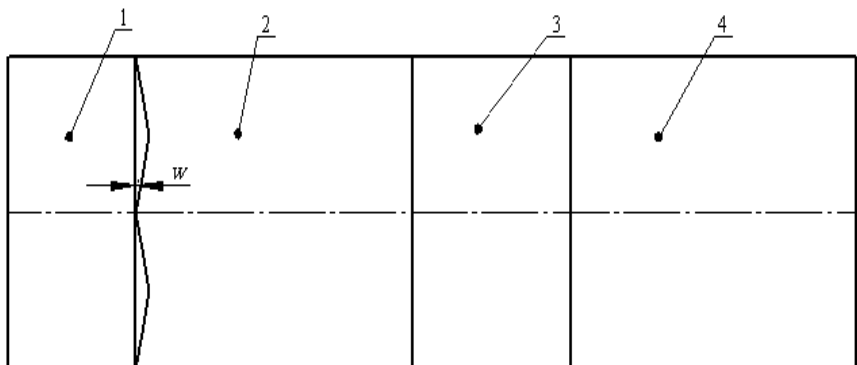


Рисунок 3 – Розгортка поверхні перехідної ділянки

Спрямуємо вздовж розгортки вісь  $x$ . Її початок розташуємо на межі поміж другою та третьою ділянками. Значення координат  $i$ -того тросу в перерізі  $x = 0$ :

$$0 \leq y_{i(x=0)} \leq b/2, \quad z_{i(x=0)} = 0.$$

В перерізі повного профілю стрічки  $x = L$ :

$$y_{i(x=L)} = \begin{cases} \sin\left(\pi i \frac{t}{b}\right) R & i \leq \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \\ \sin\left(\alpha - \pi/2\right) \left(\frac{M}{2} - i\right), & i > \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \end{cases}$$

$$z_{i(x=L)} = \begin{cases} -\cos\left(\pi i \frac{t}{b}\right) R + \delta, & i \leq \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \\ \cos\left(\alpha - \pi/2\right) \left(\frac{M}{2} - i\right) t - \cos(\alpha) R + \delta, & i > \alpha \frac{b}{2 \pi t}. \end{cases}$$

де  $2\alpha$  – кут, який відповідає формі стрічки у вигляді дуги кола;  $R$  – радіус дуги.

З урахуванням конструкції перехідної ділянки та ширини стрічки мають виконуватися умови

$$\begin{aligned} (\pi - \alpha) R + \sin(\pi - \alpha) R &= \frac{b}{2}, & \sin\left(\alpha - \pi/2\right) \frac{M}{2} \frac{t}{R} < \sin(\pi - \alpha), \\ R < \frac{b}{2\pi}, & \alpha > \frac{\pi}{2}. \end{aligned}$$

Врахувавши координати кінців тросів, знайдемо величину умовного зазору поміж першою та другою ділянками стрічки як функцію номерів тросів  $w_i$ . Розкладемо її в ряд

$$w_i = \sum_{m=1}^{M/2} \delta_m \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right). \quad (1)$$

Сили взаємодії стрічки та циліндричного барабана рівномірно розподілені по ширині стрічки. Для визначення впливу ділянки зміни форми стрічки на перерозподіл сил по її ширині знехтуємо силами взаємодії барабана та стрічки. Четверта ділянка також не навантажена зовнішніми силами. В розрахунковій схемі третю та четверту ділянки об'єднаємо в одну, а стрічку розглянемо як складену з трьох відрізків: перший відрізок; другий відрізок  $0 = x = L$ ; третій відрізок  $L \leq x \leq \infty$ .

Переміщення тягових елементів та внутрішні зусилля в них з урахуванням гіпотези Сен-Венана мають вигляд [1]:

$$u_{k,i} = \sum_{i=1}^{M/2} \left( A_{k,m} e^{\beta_m x} + B_{k,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right) + a_k x + c_k, \quad (2)$$

$$p_{k,i} = EF \left[ \sum_{i=1}^{M/2} \left( A_{k,m} e^{\beta_m x} - B_{k,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right) + a_k \right], \quad (3)$$

де  $\beta_m = \sqrt{2 \frac{GK_g \cdot h}{(t-d) \cdot E \cdot F} \left(1 - \cos \frac{2 \pi m}{M}\right)}$ ,  $1 \leq m \leq \frac{M}{2}$ ;  $A_{k,m}, B_{k,m}, a_k, c_k$  – сталі інтегрування;

$G$  – модуль зсуву гуми,  $K_g$  – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тяговими елементами;  $h, d$  – товщина стрічки та діаметр тягових елементів;  $E, F$  – приведений модуль пружності матеріалу тягового елемента та площа його перерізу;  $k$  – номер ділянки.

Відзначимо, що обмеженість деформацій та зусиль в тросах стрічки при зростанні абсолютних значень координати  $x$  зумовлює прийняття нульовими сталих  $B_{1,m}$  та  $A_{3,m}$ . Величини  $a_k$  характеризують середнє зусилля, прикладене до тягових елементів, та не залежать від деформацій на перехідній ділянці. Прийнемо їх рівними нулю, що фізично відповідає умові відсутності зовнішнього навантаження розтягу стрічки. Величина  $c_1$  визначає переміщення стрічки як жорсткого тіла. Цю величину, як і  $c_2$ , прийнемо рівною нулю. Умови сумісності деформування ділянок: коли  $x=0$   $u_{1i} = u_{2i}$ ,  $p_{1i} = p_{2i}$ ; коли  $x=L$   $u_{2i} - u_{3i} = w_i$ ,  $p_{3i} = p_{2i}$ .

Підставивши (2) та (3) в умови сумісності деформування ділянок, врахувавши (1), маємо  $m$  систем рівнянь

$$\begin{cases} A_{1,m} - A_{2,m} - B_{2,m} = 0, \\ A_{2,m}e^{\beta_m L} + B_{2,m}e^{-\beta_m L} - B_{3,m}e^{-\beta_m L} = \delta_m, \\ A_{1,m} - A_{2,m} + B_{2,m} = 0, \\ A_{2,m}e^{\beta_m L} - B_{2,m}e^{-\beta_m L} + B_{3,m}e^{-\beta_m L} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

та значення сталої  $c_3 = \delta_0$ .

Залежності (2), (3) дозволяють визначати напружено-деформований стан гумотросової стрічки. З їх використанням побудовано графік розподілу внутрішніх сил розтягу половини стрічки, якій на довжині  $L$  надана форма краплі (рис.4). Побудований графік демонструє суттєвий локальний перерозподіл сил на ділянці надання перерізу конвеєрної стрічки форми краплі. Найбільші значення сил реалізуються в крайніх тягових елементах стрічки, мінімальні – в середніх. Спричиняє цей перерозподіл сил різні подовження тягових елементів, що описуються функцією  $w_i$ . Максимальні значення сил залежить від висоти поперечного краплеподібного перерізу  $s$  та від його розташування відносно осі  $x$ , проведеної через середину верхньої твірної барабана конвеєра. В свою чергу висота перерізу залежить від величини радіусу заокруглення перерізу  $R$  та ширини стрічки  $b$ .

Результати дослідження впливу вказаних чинників показано на рис.5, де значення максимальних зусиль  $P$  побудовані в координатах  $R$  та  $\delta$ , які визначені в залежності від параметрів  $R$ ,  $b$  та  $s$ .

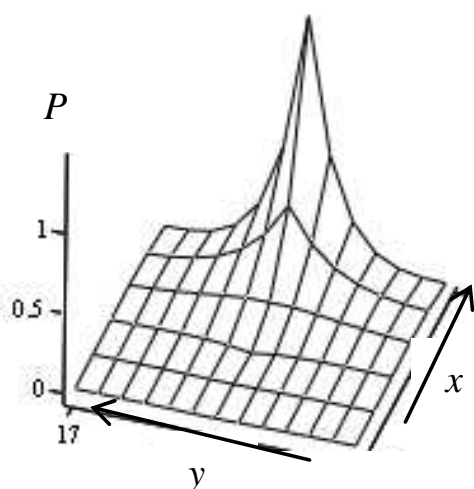


Рисунок 4 – Розподіл внутрішніх сил розтягу стрічки  $P$  в координатах  $x, y$

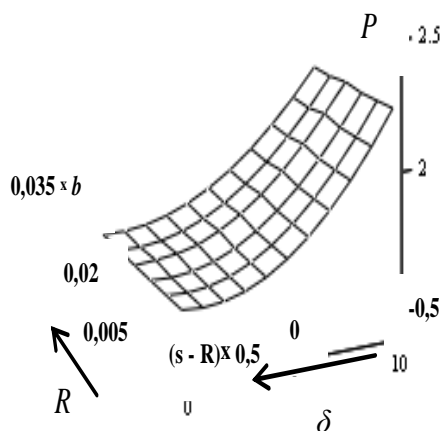


Рисунок 5 – Залежність максимального внутрішнього зусилля від ширини стрічки  $b$ , радіуса згину стрічки  $R$ , та висоти перерізу стрічки  $s$

З рис.5 видно, що зростання радіусу згину та відповідно зменшення загальної висоти перерізу призводить до зменшення максимальних зусиль. До зменшення цих зусиль призводить і опускання краплеподібного перерізу по відношенню до рівня верхньої твірної барабана. Зменшити максимальні зусилля можна ще і збільшенням довжини ділянки зміни форми стрічки, оскільки зростання довжини перехідної ділянки призводить до зменшення відносної різниці подовжень тягових елементів стрічки.

Окремо відзначимо, що мінімальні значення максимальних зусиль при наданні стрічці краплеподібного перерізу мають місце, коли  $\delta = 0,4(s - R)$ .

**Висновки.** Побудована та розв'язана математична модель напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на ділянці надання їй форми краплі дозволяє визначати напружено-деформований стан стрічки з довільними механічними характеристиками при довільній довжині перехідної ділянки та може бути використана при проектуванні конвеєрів із підвищеним кутом нахилу. Для зменшення максимальних внутрішніх зусиль в тягових елементах доцільно підняття барабана на величину  $\delta = 0,4(s - R)$ .

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Волин И.А. Обоснование метода расчета соединений ленты с ходовыми каретками подвесных ленточных конвейеров для транспортирования горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Волин Игорь Анатольевич. – М., 2008. – 149с.
2. Бельмас И.В. Влияние геометрии участка лоткообразования на напряженное состояние ленты конвейера / И.В.Бельмас, И.Т.Сабурова // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2000. – Том 2, юбилейный выпуск (1999-2000). – С.306-309.

УДК 621.9.077

ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

### ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВОЙ ЖЕСТКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

**Введение.** Одним из основных факторов, определяющих качество изготовления деталей, является жесткость технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь. В приспособлениях уменьшение их жесткости возникает из-за неточности изготовления и износа контактирующих поверхностей. Для получения заданной точности обработки деталей конструируемое приспособление должно быть достаточно жестким [1].

Жесткость, в первую очередь, необходимо обеспечивать в направлении действия сил резания и зажима, применяя конструкции с малым количеством стыков, имеющих незначительное отклонение от плоскостности. Следует также по возможности избегать несимметричного приложения нагрузки. Кроме того, непостоянство силы резания и неоднородность жесткости станочных приспособлений и других элементов упругой технологической системы предопределяют возникновение вибраций [1]. При вибрации повышается шероховатость обрабатываемой поверхности, ухудшаются условия работы режущего инструмента и усиливается динамический характер силы резания. Если частота собственных колебаний приспособления совпадает с частотой колебаний при резании, то возникает резонанс, при котором амплитуда колебаний сильно возрастает. С повышением жесткости приспособлений увеличивается частота и уменьшается амплитуда их собственных колебаний, улучшается качество обработанных поверхностей.

**Постановка задачи.** Поскольку на технологический процесс обработки оказывает значительное влияние жесткость приспособлений, то весьма важно иметь теоретические зависимости, позволяющие ее оценку. Исследуем угловую жесткость приспособлений, имеющих кольцевые направляющие с разными отклонениями от плоскостности при несимметричной нагрузке.

Для решения задачи воспользуемся нелинейной зависимостью между давлением и контактными перемещениями, предложенной в [2]: