



О. М. Удовецький, І. Ф. Солтис

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛАНЦЮГОВИМ ТРАНСПОРТЕРОМ

Викладено методику комплексного дослідження ланцюгового транспортера. З'ясовано, що дослідження динамічних коливних процесів під час роботи та моделювання ланцюгового транспортера складається з таких етапів: створення тривимірної моделі (3D) з виконанням відповідних конструкторських розрахунків, проведення інженерного аналізу, що включає динамічний аналіз і дослідження напружено-деформованого стану найбільш навантажених його елементів. При цьому доцільно застосовувати програмні модулі для кінцево-елементного аналізу тривимірної твердотільної моделі. Рациональне конструювання залізобетонних опор конвеєрів, як складників системи, вимагає розрахунку міцності перерізів за несною здатністю системи, що є більшою за мінімальне значення зовнішнього навантаження, за якого проходить втрата міцності в одному з перерізів або елементів. Окремі елементи цієї електромеханічної системи здійснюють обертові рухи, а вантажі – горизонтальні та вертикальні переміщення. Рівняння руху системи складено з використанням рівнянь Лагранжа другого роду. Запропоновано рекомендації щодо зменшення негативного впливу динамічних явищ на роботу конвеєрів, зокрема, динамічність вимушених коливань можна знизити, якщо зменшити крок ланцюга, збільшити швидкість ланцюгів, пропонувати такі конструкції ланцюгів, що дадуть змогу зменшити негативний вплив коливань на динамічні процеси в конвеєрі.

Ключові слова: машини неперервної дії; моделювання; динамічний аналіз; комплексне проектування; скінченно-елементна модель.

Вступ. Машини неперервної дії широко застосовують у різноманітних галузях промисловості для переміщення різних насипних (вугілля, руда, цемент, пісок, щебінь, тріска, зерно) та поштучних (цегла, пиломатеріали, труби, балки, зливки) вантажів. У лісовій і деревообробній промисловості конвеєри, зокрема і ланцюгові, використовують для переміщення хлестів, колод, заготовок, тріски, стружки, плит, готових виробів деревооброблення, як елементи сортувальних, складальних, оздоблювальних і пакетувальних установок, для навантаження і розвантаження, що відбувається без зупинки при неперервному русі робочого органу.

Динамічні процеси в тягових елементах конвеєрів досліджено у багатьох працях відомих учених (Ivanchenko, 1993; Bondariev, et al., 2009; Liutyi, et al., 2006). Проте проблеми аналізу напружено-деформованого стану елементів транспортерів висвітлено недостатньо. Робота ланцюгового транспортера характеризується значними динамічними навантаженнями, що виникають в усіх його елементах під час пуску та в процесі усталеного руху (Bondariev, et al., 2009). Зокрема напруження в елементах ланцюгів і пов'язані з ними деформації мають істотний вплив на міцність та довговічність ланцюгів.

Для коректного моделювання перехідних процесів роботи транспортера та аналізу напружено-деформованого стану його органів можливо використати метод скінченних елементів, з допомогою якого досліджувана неперервна ділянка об'єкта видається у вигляді певного числа ділянок.

Моделювання та оптимізація перехідних динамічних процесів транспортерів як багатомасових систем мають важливе практичне значення, оскільки такі процеси часто визначають продуктивність машини та її надійність в експлуатації.

Методи дослідження. Комплексне проектування і дослідження будь-механічної системи забезпечує підвищення ефективності та якості проектування на різних етапах її проектування.

Дослідження динамічних коливних процесів під час роботи та моделювання ланцюгового транспортера включає створення його тривимірної моделі (3D), проведення динамічного аналізу і дослідження напружено-деформованого стану найбільш навантажених його елементів.

Для проведення моделювання роботи ланцюгового транспортера потрібно виконати такі етапи:

- 1) виконати (наприклад у системі MathCad) тяговий розрахунок ланцюгового транспортера, що включає визначення параметрів привода та робочого органу;
- 2) створити тривимірну модель ланцюгового транспортера (3D-модель);
- 3) провести статичний, кінематичний і динамічний розрахунок ланцюгового транспортера;
- 4) дослідити напружено-деформовані стани найбільш навантажених вузлів ланцюгового транспортера.

Якщо, наприклад, під час розрахунку виникнуть резонансні явища, виявлено неприпустимі відхилення міцності і т. ін., необхідно повернутися до першого етапу проектування ланцюгового транспортера. Процес

Цитування за ДСТУ: Удовецький О. М., Солтис І. Ф. Дослідження динамічних процесів під час транспортування ланцюговим транспортером. Науковий вісник НЛТУ України. 2017. Вип. 27(4). С. 144–147.

Citation APA: Udovyt'skyi, O. M., & Soltys, I. F. (2017). The Study of Dynamic Processes During the Transportation by Chain Conveyor. Scientific Bulletin of UNFU, 27(4), 144–147. <https://doi.org/10.15421/40270432>

доведення моделі до прийнятного стану може зайняти кілька ітерацій.

Далі наведемо фрагмент розрахунку поздовжнього ланцюгового конвеєра.

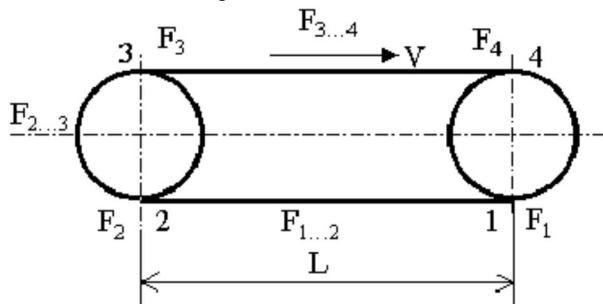


Рис. 1. Розрахункова схема горизонтального конвеєра

Можливі параметри вантажу: вид вантажу – колоди; довжина – 4,5 м; $d=0,35$ м; щільність деревини $\rho_M=800$ кг/м³. Технічні характеристики ланцюгового транспортера:

- довжина транспортування L – 60 м;
- напрямок транспортування горизонтальний;
- швидкість транспортера $v=0,5$ м/с;
- продуктивність $\Pi_z=360$ шт./год;
- умови роботи – середні;
- тип тягового органу – ланцюг підвищеної точності ГОСТ 2319-70: крок $t=100$ мм, погонна маса $q_M=3,9$ кг/м, нормативне руйнівне навантаження $[F_{pn}]=200$ кН.

Найменше зусилля натягу для ланцюгових транспортерів приймають в межах 1000...3000 Н. Приймаємо $F_1=2500$ Н.

Визначаємо зусилля в характерних точках траси транспортера методом обходу по контуру. Сили опору рухові тягового органу на прямолінійних ділянках визначаємо за формулами:

- для неробочої вітки $F_H = q_{xc}(L \cdot \omega - H) \cdot g$, Н;
- для робочої вітки $F_P = (q_{xc} + q_G)(L \cdot \omega + H) \cdot g$, Н,

де: q_{xc} – погонна маса ходової частини конвеєра; H – висота підймання вантажу; q_G – маса вантажу на погонному метрі довжини транспортера; ω – коефіцієнт опору рухові; $g=9,81$ м/с².

Натяг ланцюга в точці 2:

$$F_2 = F_1 + F_H = F_1 + q_{xc}(L \cdot \omega - H) \cdot g = 2500 + 4,68(60 \cdot 0,25 - 0) \cdot 9,81 = 3189 \text{ Н}.$$

Натяг ланцюга в точці 3:

$$F_3 = K_\alpha \cdot F_2 = 1,07 \cdot 3189 = 3412 \text{ Н},$$

де $K_\alpha=1,07$ (табл. 5.1) (Liutyi, et al., 2006).

Натяг ланцюга в точці 4:

$$F_4 = F_3 + F_P = 3412 + (q_{xc} + q_G)(L \cdot \omega + H) \cdot g = 3412 + (4,68 + 68,8)(60 \cdot 0,25 + 0) \cdot 9,81 = 14225 \text{ Н}.$$

Опір на ведений зірочці:

$$W_{np} = K'(F_1 + F_4) = 0,05(14225 + 2500) = 711 \text{ Н},$$

де $K'=0,03...0,05$ – для ланцюгових конвеєрів.

Рушійна сила конвеєра:

$$F_0 = F_4 - F_1 + W_{np} = 14225 - 2500 + 711 = 12436 \text{ Н}.$$

Визначаємо потрібну потужність електродвигуна:

$$P = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{12436 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,9} = 6,91 \text{ кВт}.$$

Розрахункове значення коефіцієнта запасу міцності ланцюга:

$$n = \frac{[F_{pn}]}{F_{max}} = \frac{[F_{pn}]}{F_4} = \frac{200000}{14225} = 14,06 > K_3,$$

де $K_3=6...8$ – нормативне значення коефіцієнта запасу міцності (Liutyi, et al., 2006), тобто запропонований ланцюг задовольняє умови міцності.

Також виконується розрахунок натягуючого пристрою і перевірка електродвигуна на перевантаженні при пуску.

Для створення тривимірної моделі ланцюгового транспортера використано систему КОМПАС-3D. Ця система має великий набір спеціалізованих САПР і прикладних бібліотек, які на порядок полегшують роботу конструктора і дослідника. Крім того, після створення тривимірної моделі вона автоматично визначає масоінерційні параметри для кожної деталі збірки, різних підборок і всієї збірки загалом.

На рис. 2 наведено фрагмент тривимірної моделі ланцюгового транспортера, створеного у системі КОМПАС-3D.

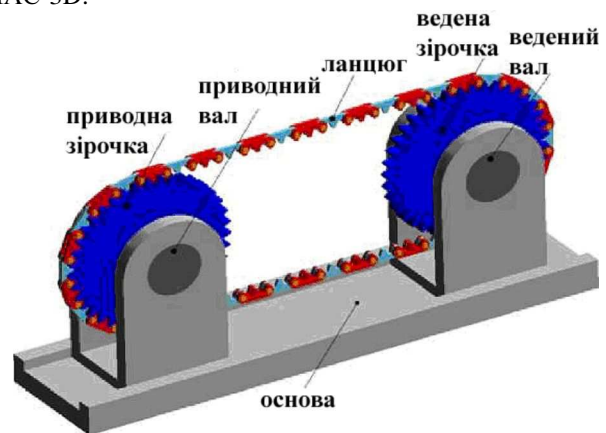


Рис. 2. Фрагмент 3D-моделі ланцюгового транспортера

Для проведення статичних, кінематичних і динамічних розрахунків, дослідження напружено-деформованого стану найбільш навантажених вузлів ланцюгового транспортера можна використовувати інтегровані в систему КОМПАС-3D модулі для підготовки і подальшого кінцево-елементного аналізу тривимірної твердотільної моделі (деталі або в зборі).

Важливим етапом проектування конвеєра є вибір схеми та розрахунок опор конвеєра, які мають специфічні схеми, визначені конструкціями конвеєрів.

Експериментальні дослідження згинальних систем до руйнування показали, що для визначення їх міцності можуть бути використані розрахункові моделі, основані на каркасно-стержневій аналогії та розгляді стадії граничної рівноваги.

На рис. 3 показано раму транспортера з навантаженнями і закріпленнями та епюри вертикальних напружень.

Розрахунковими моделями можуть слугувати згинальні системи з регулярним по довжині нижнім елементом та регулярним або нерегулярним верхнім (Ivanchenko, 1993). Модель нижнього елемента – рама з нахиленими стійками, ригелем постійного перерізу й арматурною затяжкою. У регулярній системі модель верхнього елемента аналогічна моделі нижнього.

Залізобетонні опори розраховують за методом граничних станів із врахуванням зусиль у нормальних перерізах опори та у нахилених перерізах за відповідними умовами міцності.

Розглянемо основні етапи підготовки тривимірної моделі та розрахунок елементів рами ланцюгового транспортера.

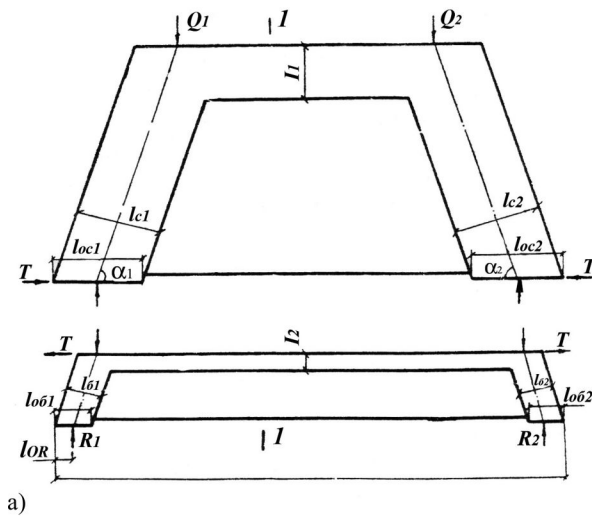
Перший етап – опрацювання тривимірної моделі. Передусім, з об'єкта, що моделюється, потрібно виключити ті деталі і конструктивні елементи, міцність яких не викликає сумніву або може бути визначена інженерними методами, а також такі конструктивні елементи як фаски, канавки, невеликі отвори і інші об'єкти, які не мають значного впливу на міцність, однак для їх коректного опису вимагається значне зменшення розмірів кінцевих елементів.

Другий етап – врахування закріплень і в'язей та завдання навантажень.

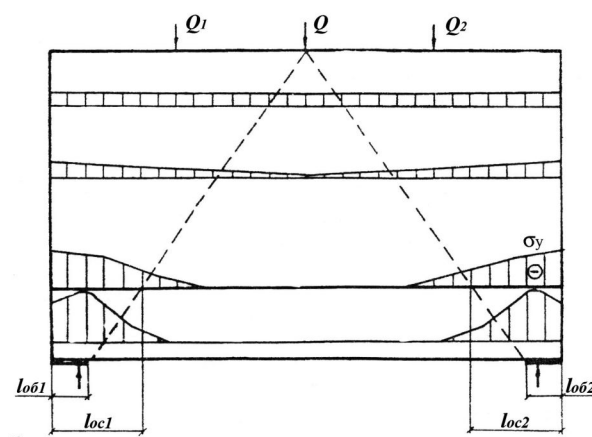
Розрахунок системи включає оцінку міцності перерізів, нормальних до поздовжньої осі; нахилених стійок; горизонтальних ділянок стику.

Несній здатності системи відповідає мінімальне значення зовнішнього навантаження, за якого проходить втрата міцності в одному з перерізів або елементів – $Q_p = \min\{Q_j\}$.

Таким чином здійснюється раціональне конструювання залізобетонних опор конвеєрів, є можливість регулювати несну здатність зміною окремих конструктивних параметрів. Ефективним засобом підвищення несної здатності системи можна вважати підсилення зв'язків зсуву стику та поздовжнє армування низу опори, змінюючи несну здатність системи до такої, що відповідає несній здатності монолітної системи.



а)



б)

Рис. 3. Розрахункова схема та епюри напружень для опори конвеєра: а) розрахункова схема; б) епюри вертикальних напружень

Конвеєри складаються з привода і тягового органа, завантаженого зовнішніми вантажами. Окремі елементи цієї електромеханічної системи здійснюють обертові рухи, рух вантажів характеризується горизонтальними та вертикальними переміщеннями.

Рівняння руху системи складаємо з використанням рівнянь Лагранжа другого роду (Тymoshenko, Yanh & Uyver, 1985; Veits, Kachura & Martynenko, 1971):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi_i}{\partial q_j} = Q_j, \quad (j = \overline{1,6}), \quad (1)$$

де: T , Π – відповідно кінетична та потенціальна енергії системи; Φ_i – дисипативна функція Релея; q_j – узагальнені координати системи; Q_j – узагальнена зовнішня сила.

Під дією зовнішніх зусиль виникають додаткові динамічні навантаження. Динамічні процеси, що виникають у рухомих ланцюгах, математично можна описати гіперболічним рівнянням у частинних похідних. Рівняння руху ланцюга набуде такого вигляду:

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} + 2V_H \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x \partial t} - (C^2 - V_H^2) \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = \frac{F(t)}{M}, \quad (2)$$

де: $U(x,t)$ – переміщення ланцюга з координатою x у довільний момент часу t ; V_H – стаціонарна швидкість руху ланцюга; M – маса рухомого ланцюга; C – швидкість поширення пружної поздовжньої хвилі; F – сила натягу ланцюга.

Залежно від режиму роботи, який розглядається, зусилля $F(t)$ приймають рівним F_n – силі, яку сприймає несна вітка конвеєра, або значенню рушійної сили конвеєра F_p , а також може бути додатково визначене для перехідних режимів роботи.

Під час транспортування вантажів та зупинки для навантаження і розвантаження в ланцюгових конвеєрах важко забезпечити плавність руху. При зупинках і початку руху, за рахунок зазорів між ланками ланцюга та зірочками, виникають ударні динамічні навантаження, що приводить до руйнування ланок ланцюгів та зірочок.

Аналіз напружено-деформованого стану ланцюга доцільно провести методом скінчених елементів. Для цього потрібно збудувати твердотільну параметричну модель ланцюга, створити моделі елементів ланки, а потім із цих елементів – збірну модель ланцюга, задати характеристики матеріалу, статичні та кінематичні граничні умови.

Внаслідок навантаження ланцюга в місцях контакту елементів ланцюга виникають локальні поверхневі напруження, спричинені силами тертя, з якими взаємодіють відповідні елементи конструкції. Як показує аналіз результатів розрахунків, еквівалентні напруження у деталях ланцюгів значною мірою залежать від коефіцієнтів тертя ковзання між поверхнями взаємодії, а також від поверхневої твердості матеріалів.

У процесі транспортування бокові коливання створюють значний негативний вплив. Для того, щоб зменшити бокові коливання в процесі транспортування ланцюговим конвеєром і здійснювати плавний і стійкий рух у процесі транспортування, можна пропонувати покращені конструкції конвеєрних ланцюгів. Зокрема, на основі теорії зачеплення і новітніх методів проектування науковці запропонували новий тип двосхилого безшумного ланцюга (Feng, 2013).

Пластини цього ланцюга розроблено і проаналізовано у процесі роботи з позиції теорії зчеплення і причин виникнення бокових коливань за швидкості обертання $n = 400$ об/хв, момента опору обертання $T = 20$ Н·м, та виконане порівняння між новими безшумними ланцюгами і традиційними подвійними ланцюгами для конвеєрів. Результати аналізу показали, що значення бокових коливань безшумного ланцюга були значною мірою меншими, що дасть змогу поліпшити умови транспортування. Таким чином, конструкція двосхилого безшумного ланцюга для конвеєрів має цінність застосування.

Висновки. Отже, при існуванні постійних сил опору пересуванню тягового органа в електромеханічній системі транспортерів збуджуються параметричні коливання, зумовлені властивостями зачеплень тягові ланцюги – зірочки. Динамічність вимушених коливань можна знизити, якщо зменшити крок ланцюга, збільшити швидкість ланцюгів, пропонувати такі конструкції ланцюгів, що дадуть змогу зменшити негативний вплив коливань на динамічні процеси в конвеєрі.

Перелік використаних джерел

- Ivanchenko, F. K. (1993). *Pidnimalno-transportni mashyny*. Kyiv: Vyshcha shk. 414 p. [In Ukrainian].
- Bondariev, V. S., Dubynets, O. I., Kolisnyk, M. P. et al. (2009). *Pidiomno-transportni mashyny: Rozrakhunky pidiimalnykh I transportovalnykh mashyn*. Kyiv: Vyshcha shk., 734 p. [In Ukrainian].
- Liutyi, Ie. M., Nakhaiev, P. P., Badera, I. S., & Udovyt'skyi, O. M. (2006). *Pidiimalno-transportovalni mashyny i pnevmotransport pidp'yemstv lisovoho kompleksu. Part I. Transportovalni mashyny*. Lviv: NLTU Ukrainy, 154 p. [In Ukrainian].
- Kovalchuk, R. A., & Vysotska, Kh. A. (2013). Analysis of the stress-strain state chain conveyors. *Scientific Bulletin of UNFU*, 23(11), 158–164. Retrieved from: http://nltu.edu.ua/nv/Archive/2013/23_11/158_Kow.pdf
- Feng, Z. M. (2013). The design and lateral fluctuate analysis of a new double-pitch silent chain for conveyors. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology* 6(3), 457–461.
- Tymoshenko, S. P., Yanh, D. Kh., & Uyver, Y. (1985). *Kolebaniya v inzhenernom dele*. Moscow: Mashynostroenye. 472 p. [In Russian]
- Veits, V. L., Kachura, A. E., & Martynenko, A. M. (1971). *Dinamicheskie raschety privodov mashin*. Leningrad: Mashynostroenye, 353 p. [In Russian].

A. H. Удовицький, И. Ф. Солтис

Национальный лесотехнический университет Украины, г. Львов, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ЦЕПНЫМ ТРАНСПОРТЕРОМ

Изложена методика комплексного исследования цепного транспортера. Выяснено, что исследования динамических колебательных процессов при работе и моделировании цепного транспортера состоит из следующих этапов: создание трехмерной модели (3D) с проведением соответствующих конструкторских расчетов, проведение инженерного анализа, включая динамический анализ и исследования напряженного деформированного состояния наиболее нагруженных его элементов. При этом следует применять программные модули для конечно-элементного анализа трехмерной твердотельной модели. Рациональное конструирование железобетонных опор конвейеров, как составляющих системы, требует расчета прочности сечений по несущей способности системы, превышающей минимальное значение внешней нагрузки, при котором происходит потеря прочности в одном из сечений или элементов. Отдельные элементы электромеханической системы конвейера осуществляют вращательные движения, а грузы – горизонтальные и вертикальные перемещения. Уравнения движения системы составлены с использованием уравнений Лагранжа второго рода. Предложены рекомендации по уменьшению негативного влияния динамических явлений на работу конвейеров, а именно динамичность вынужденных колебаний можно снизить, если уменьшить шаг цепи, увеличить скорость цепей, предлагать такие конструкции цепей, которые позволят уменьшить негативное влияние колебаний на динамические процессы в конвейере.

Ключевые слова: машины непрерывного действия; моделирование; динамический анализ; комплексное проектирование; конечно-элементная модель.

O. M. Udovyt'skyi, I. F. Soltys

Ukrainian National Forestry University, Lviv, Ukraine

THE STUDY OF DYNAMIC PROCESSES DURING THE TRANSPORTATION BY CHAIN CONVEYOR

Work of chain conveyor is characterized by considerable dynamic loads in its elements. Although dynamic processes in conveyor traction elements are studied in many works, the problem of the analysis of stress-strained state of conveyors is not covered enough. Therefore, modeling and optimization of transporters in transient dynamic processes as multimass systems are of great practical importance as they determine the performance and reliability. Methods of complex study of the conveyor aim at creating three-dimensional models, conducting engineering design, dynamic analysis and study of stress-strain state of the most loaded elements. Stress-strain state software modules can be used for preparation and subsequent finite-element analysis of three-dimensional solid model. Calculation and rational designing of concrete poles conveyors include an assessment of the sections strength for the bearing capacity of the system in which the loss of strength is inadmissible. The equation of the system performing rotational movements, as well as horizontal and vertical movement are composed using the Lagrange equations of the second type. Recommendations to reduce the negative impact of dynamic phenomena affecting chain conveyor work are proposed, namely dynamic forced oscillations can be reduced by reducing the chain step, increasing chain speed, offering such chain design that will reduce the negative impact of fluctuations in the dynamic processes of the conveyor.

Keywords: machine of continuous action; modeling; dynamic analysis; integrated design; finite-element model.

Інформація про авторів:

Удовицький Олександр Миколайович, канд. техн. наук, доцент, Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна. Email: udovi@ukr.net

Солтис Іван Філімонович, канд. фіз.-мат. наук, доцент, Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна. Email: matematika@i.ua