



ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

**Підйомно-
транспортна
техніка**

**Подъёмно-
транспортная
техника**

**Hebezeuge
und
Fördermittel**

**2(54)
2017**

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

2(54)

Подъемно-транспортная техника

2017

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А.О. – доктор технічних наук, доцент
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор
Дашенко О.Ф. – доктор технічних наук, професор
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор
Малашенко В.О. – доктор технічних наук, професор
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор
Ситник М.П. – доктор технічних наук
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року, поновлено наказом МОН №996 від 11.07.2017).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 2 від 24.10.2017).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>

Здано у набір 02.11.2017.

Підписано до друку 10.11.2017.

Формат 17x26. Тираж 100.



ЗМІСТ

Сочава А.І., Мартовицький Л.М., Глушко В.І., Фролов Р.О.
**ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ НА ОПІР ВТОМІ
НИЗЬКОЛЕГОВАНОЇ СТАЛІ В УМОВАХ АСИМЕТРІЇ ЦИКЛУ.....** 4

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шалатовська К.М.
**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ
СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА.....** 16

Венцель Є.С., Щукін О.В.
**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ МАШИН З
ПОЗИЦІЙ НЕРІВНОВАГОВОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ.....** 24

Човнок Ю.В., Діктерук М.Г., Комоцька С.Ю.
**ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА
ДИНАМІКА СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ У ПРОЦЕСАХ ПУСКУ. І.** 29

Семенюк В.Ф., Вудвуд А.Н.
**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ
МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА.....** 42

Погребняк Р.П.
**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ
СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХВАТА.....** 47

Зубко Н.Ф., Немчук А.О.
**ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЗЕРВА ПАРКА ПОРТОВЫХ
ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ МАШИН.....** 57

Ковалевський С.Г.
**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ
ТЯГОВОЇ РАМИ СКРЕПЕРА, ПРАЦЮЮЧОГО У СКЛАДІ
ПОТЯГА.....** 66

Чуфус В.М.
**К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА СОСТАВНЫХ
ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА БУРОВОЙ
ЛЕБЕДКИ ПРИ ИХ ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОМ
ОХЛАЖДЕНИИ.....** 73

УДК 620.178.3

Сочава А.І., к.т.н.; Мартовицький Л.М., к.т.н.; Глушко В.І., к.т.н.;
Фролов Р.О., магістр

ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ НА ОПІР ВТОМІ НИЗЬКОЛЕГОВАНОЇ СТАЛІ В УМОВАХ АСИМЕТРІЇ ЦИКЛУ

***Анотація.** Проведені дослідження на опір втомі зразків з концентратором зі сталі 09Г2С. Розглянуто механізм формування в зоні концентратора залишкових напружень в умовах асиметрії циклу. Представлені діаграми граничних амплітуд.*

***Ключові слова:** асиметрія циклу, залишкові напруження, коефіцієнт концентрації.*

***Аннотация.** Проведены исследования на сопротивление усталости образцов с концентратором стали 09Г2С. Рассмотрен механизм формирования в зоне концентратора остаточных напряжений в условиях асимметрии цикла. Представлены диаграммы предельных амплитуд.*

***Ключевые слова:** асимметрия цикла, остаточные напряжения, коэффициент концентрации.*

***Abstract.** Samples of low-alloyed steel with stress concentration are investigated in asymmetrical cycles conditions. Mechanism of forming of residual stresses is described. Limit amplitude diagrams are presented.*

***Key words:** asymmetrical cycles, residual stresses, stress concentration.*

Постанова проблеми.

В елементах машин, робота яких базується на переміщеннях, виникають динамічні навантаження з різними коефіцієнтами асиметрії циклу як при розтягуючих, так і стискаючих середніх напруженнях. Але довідникові джерела, в більшості своїй, надають дані про опір втомі конструкційних матеріалів для симетричного згину. Такий стан можна пояснити тим, що даний режим навантаження легко реалізується на простих за конструкцією машинах системи Шенка – згин з обертанням. Машини плаского згину і розтягання-стискання, на яких можна реалізувати асиметричні навантаження, зустрічаються не часто.

Рідкісними є також дані про витривалість конструкційних матеріалів при наявності концентраторів напружень, які мають місце у більшості деталей машин. Місця з концентраторами напружень називають небезпечними, оскільки вони найчастіше стають причинами відмови. Тому існує проблема про опір втомі деталей з

концентраторами напружень, дія яких в умовах асиметрії циклу є значною, оскільки концентратори являються джерелом залишкових напружень, величина яких залежить не тільки від геометрії концентратора, але і від величини і характеру зовнішніх навантажень. Асиметричний цикл збільшує ймовірність явища, коли місцеві напруження в зоні концентратора будуть перевищувати границю текучості. Така ситуація призводить до місцевої релаксації напружень, в результаті чого виникають залишкові напруження, здатні вплинути на довговічність деталі. При цьому в умовах асиметрії циклу даний ефект стає більш ймовірним.

Мета роботи.

На базі отриманих експериментальних результатів, теоретичних розробок кафедри «Деталі машин та ПТМ» ЗНТУ та існуючої наукової інформації в літературних джерелах пропонується до розглядання теоретичні основи механізмів формування напруженого стану зразків зі сталі 09Г2С з концентратором ($\sigma_T = 400 \text{ МПа}, \sigma_s = 500 \text{ МПа}$) при симетричних та асиметричних циклах навантаження.

Зміст дослідження.

Зразки виконані з листа в стані поставки товщиною 5 мм з центральним отвором діаметром 5 мм. За теоретичний коефіцієнт концентрації прийнято $\alpha_\sigma = 2,5$ [1].

Дослідження виконані на установці, створеній в Запорізькому національному технічному університеті [2], яка дозволяє здійснювати випробування зразків на розтягання-стискання при будь-якому коефіцієнті асиметрії циклу.

В даному дослідженні прийняті наступні режими випробувань:

- симетричний цикл,
- віднульове розтягання;
- віднульове стискання.

Симетричний цикл.

Механізм формування напруженого стану зразка в місці розташування концентратора представлено на рис.1.

Припустимо, що первинне навантаження здійснює півцикл (амплітуда) розтягання. В зразку виникає напруження, яке відповідає епюрі 1 (рис.1а). Місцеві напруження в зоні концентратора складають $\alpha_\sigma \cdot \sigma_a$, де σ_a - амплітуда напруження, визначеного для нетто-перетину. Якщо $\alpha_\sigma \cdot \sigma_a$ перевищує границю текучості сталі σ_T , то може здійснитися релаксація напружень і епюра прийме вид 2. При знятті навантаження в зразку виникнуть залишкові напруження відповідно епюрі 3 (рис.1б). При черговому навантаженні амплітудою стиску маємо в зоні концентратора епюру 4 (рис.1в), яка чисельно дорівнює епюрі 1 (рис.1а), але з протилежним знаком.

В результаті підсумовування епюр 3 і 4 маємо напруження зразка відповідно епюрі 5. Можна припустити, що в наступному півциклі розтягання в об'єкті випробувань виникнуть аналогічні перетворення і напруження епюрі 5 створять залишкові напруження відповідно епюрі 6. В результаті складання епюрі 6 з черговим циклом розтягання, представленого епюрюю 7 (рис.1д), можна очікувати напруження, які відповідають епюрі 8. Остання є симетричною епюрі 5, розміщеною в зоні розтягання.

Таким чином, в зоні концентратора півцикли розтягання породжують (додаткові) залишкові напруження стискання для півциклу стискання, а півцикли стискання формують (додаткові) залишкові напруження розтягання для півциклу розтягання, збільшуючи при цьому амплітудні напруження циклу на величину залишкових напружень. Тобто, фактичні амплітуди циклу в зоні концентратора будуть більші, ніж розрахункові за нетто-перетином.

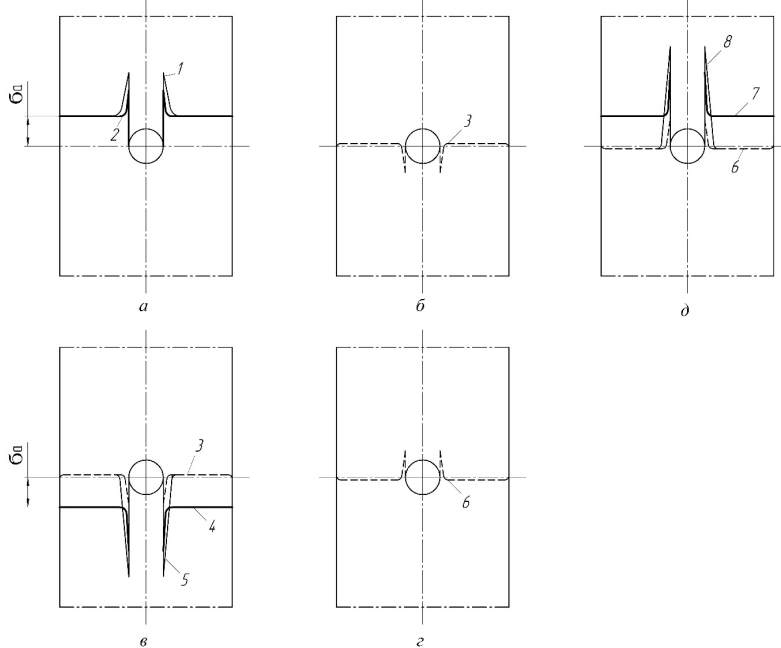


Рисунок 1 – Епюрі напружень при симетричному циклі

Віднульове розтягання. Для аналізу прийнято віднульове циклічне розтягання. У відповідності до конструкції випробувальної машини навантаження зразка здійснюється за формулою

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \sin \omega t, \quad (1)$$

- де σ_m - середнє напруження циклу (статична складова), МПа;
 σ_a - амплітуда циклу, МПа;
 ω - кутова частота силозбуджуючої голівки, c^{-1} .

При випробуваннях з наявністю статичної складової, коли σ_{\max} перевищує границю текучості, може мати місце циклічна повзучість, яка в зоні концентратора сформує залишкові напруження у всьому перетині зразка.

Механізм формування залишкових напружень представлено на рис.2. При цьому прийнято режим, що відповідає довговічності 10^6 циклів при віднульовому розтяганні з напруженнями $\sigma_m = 90 \text{ МПа}$ та $\sigma_a = 90 \text{ МПа}$, які визначені за нетто-перетином. При теоретичному коефіцієнті концентрації $\sigma_\alpha = 2,5$ пік напруження в зоні концентратора сягає величини $\sigma_{\max} = 450 \text{ МПа}$, що приблизно на 50 МПа перевищує границю текучості (рис.2а).

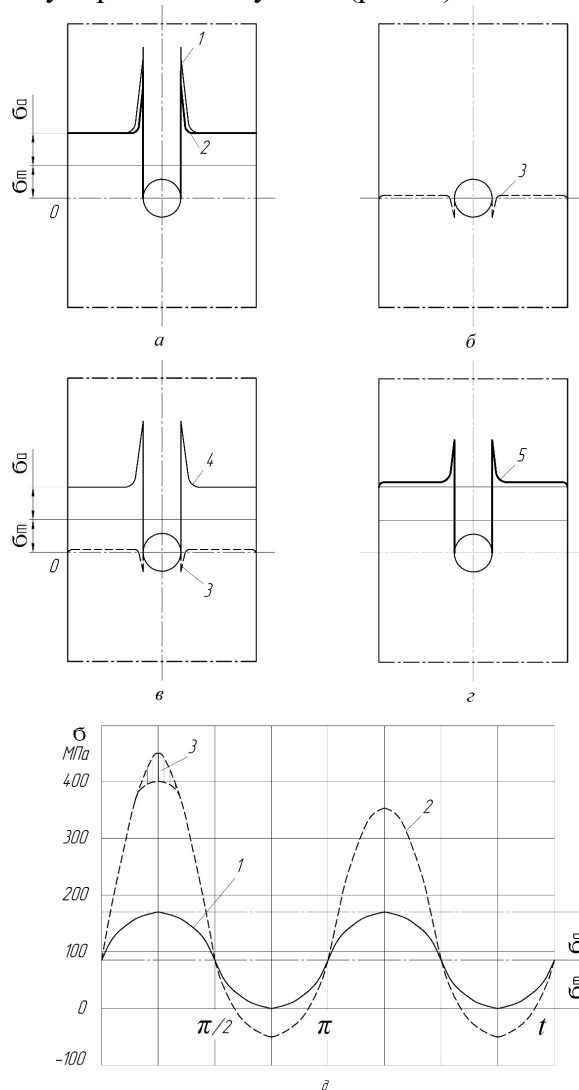


Рисунок 2 – Епюри напружень та графік навантаження зразка при $R = 0$

Припустимо, що в названій зоні здійснилася релаксація напружень на 50МПа (епюра 2). При знятті навантаження в зразку виникають залишкові напруження, які відповідають епюрі 3 (рис.2б). При повторному навантаженні в зоні концентратора будемо мати напруження, що відповідають значенню σ_T епюри 4 (рис.2,в). В результаті підсумовування епюр 3 і 4 отримаємо епюру 5, пік якої зменшено на величину стискаючих напружень епюри 3.

При подальших навантаженнях зона концентратора буде мати епюру 5 (рис.2г). В півциклі розвантаження в зразку в зоні концентратора будуть виникати стискаючі напруження епюри 3, а розтягуючі напруження цієї епюри будуть надто малі. Тобто, стискаючі залишкові напруження відіграють позитивну роль, знижуючі основні напруження розтягання.

Суміщений графік навантаження зразка і напружень в зоні концентратора представлено на рис.2д; де 1 – крива зовнішнього навантаження; 2 – апріорна крива напружень в зоні концентратора; 3 – зона релаксації.

Таким чином, релаксація напружень, яка відбувається лише при первинному навантаженні сприяє зниженню напруження в зоні концентратора і незначному підвищенню напружень в перетині. Через наявність стискаючої складової в зоні концентратора режим стає не чисто віднульовим розтягання.

Віднульове стискання. Як і у випадку віднульового розтягання, при віднульовому стисканні з перевищенням границі текучості σ_{Tc} може відбутися циклічна повзучість, яка також викличе появу залишкових напружень по всьому перетину зразка.

Механізм формування залишкових напружень представлено на рис.3. Для аналізу приймаємо віднульовий режим стиску, що відповідає довговічності 10^7 циклів з параметрами $\sigma_{m_c} = 140\text{МПа}$, $\sigma_a = 140\text{МПа}$.

При теоретичному коефіцієнті концентрації $\alpha_\sigma = 2,5$ максимальне напруження стискання в зоні концентрації дорівнює $|\sigma_{\max}| = (\sigma_{m_c} + \sigma_a) \cdot \alpha_\sigma = (140 + 140) \cdot 2,5 = 700\text{МПа}$. Таке напруження майже на 300МПа перевищує границю текучості, але менше границі міцності $\sigma_{a_c} = 835\text{МПа}$. При такому напруженні в зоні концентратора здійснюється релаксація напружень, циклічна повзучість, а також зміцнення завдяки наклепу і ефекту «кування». Все це породжує залишкові напруження, оскільки названі явища мають місцевий характер.

Первинне навантаження має відповідати епюрі 1 (рис.3а) ($\sigma_{\max_c} = 700\text{МПа}$). В результаті названих фізичних перетворювань в

зоні концентратора виникають напруження, що дорівнюють границі текучості σ_{Tc} (епюра 2, рис.3а). При знятті навантаження в зразку виникнуть залишкові напруження, які відповідають епюрі 3 (рис.3б). Прийmemo априорі, що залишкові напруження в зоні концентратора складають 50МПа , як і при від нульовому розтяганні. При повторному навантаженні попереднє напруження, що виникло після релаксації і дорівнює -400МПа , буде зменшене на величину залишкових напружень епюрі 3 (рис.3в). Після підсумування епюр 3 і 4 маємо напруження в зразку, які відповідають епюрі 5 (рис.3г).

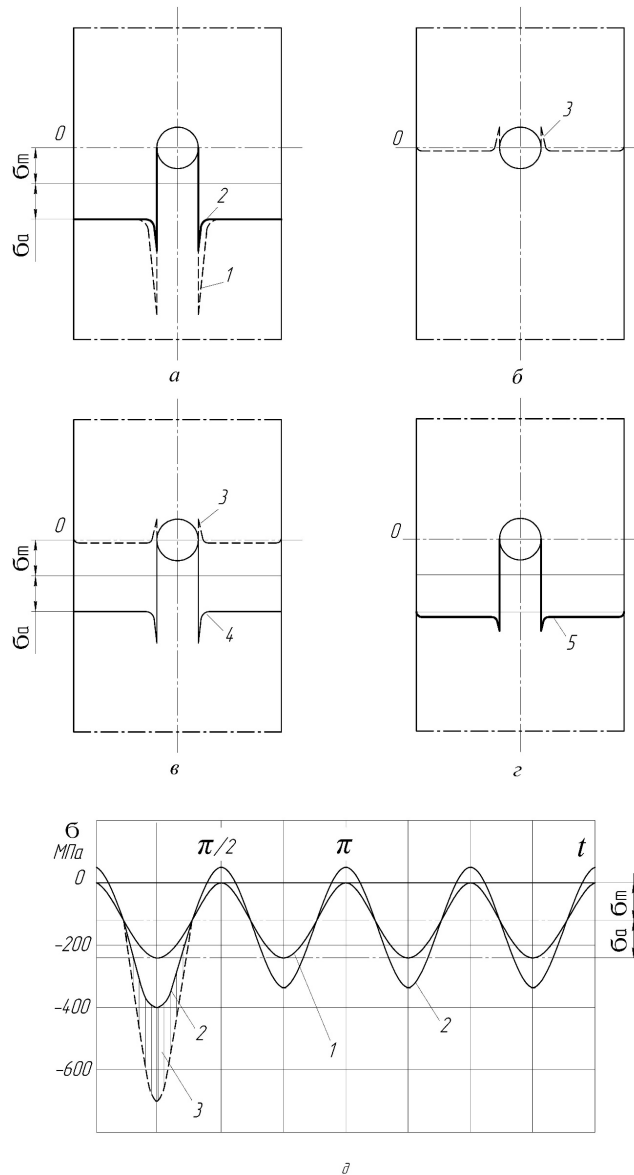


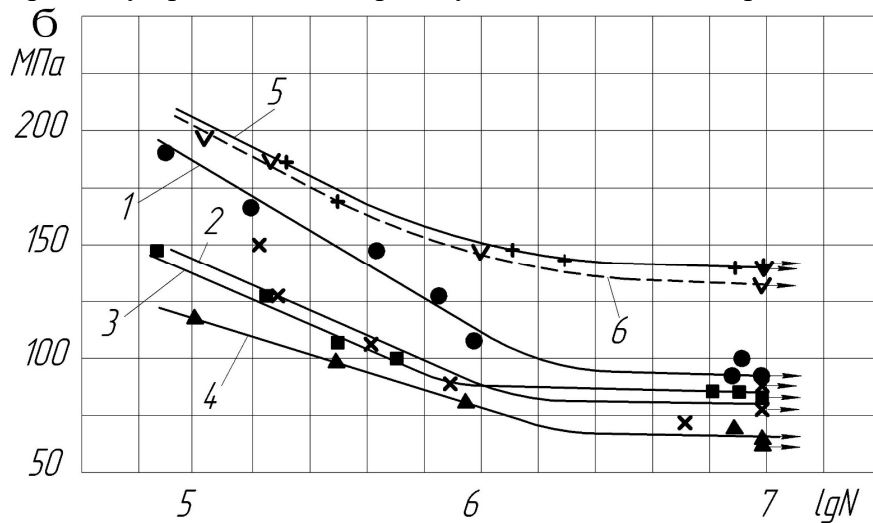
Рисунок 3 – Епюри напружень та графік навантаження зразка при $R = \infty$

Апріорний графік напружень зразка представлено на рис.3д; де 1 – крива зовнішнього навантаження; 2 – апріорна крива напружень в зоні концентратора, 3 – пластична деформація.

Із рисунка видно, що напружений стан зразка фактично формується на перших двох циклах навантаження. Далі при навантаженні в зразку будуть виникати напруження, які відповідають епюрі 5, а при розвантаженні будуть діяти напруження, що відповідають епюрі 3. Епюра 3 свідчить, що хоча зовнішнє навантаження не має розтягуючої складової, розтягуюча складова залишкових напружень буде сприяти виникненню і розвитку тріщини втоми.

На підставі приведених теоретичних розмірковувань напрошується висновок, що з точки зору виникнення і дії залишкових напружень даний конструкційний матеріал є більш чутливим до дії концентратора при симетричному циклі навантаження, оскільки залишкові напруження мають місце при кожному півциклі. Тобто, пошкодження від концентратора є більш дієвим при симетричному циклі, ніж коли матеріал працює в умовах асиметрії циклу.

Для підтвердження даної наукової концепції проведені випробування зразків при середніх напруженнях циклу, визначених за нетто-перетином: 0, +100, +200, +300, -100, -200 МПа. Результати експерименту представлені на рис.4 у вигляді сімейства кривих втоми.



1 – при $\sigma_m = 0$; 2 – 100 МПа; 3 – 200 МПа; 4 – 300 МПа; 5 – (-100 МПа); 6 – (-200 МПа)

Рисунок 4 – Криві втоми зразків з концентратором

Аналіз кривих свідчить, що перегин їх в горизонтальне положення здійснюється при накопиченні близько 2×10^6 циклів навантаження.

Взаємне розміщення кривих не викликає сумнівів. Криві при розтягуючих середніх напруженнях розміщуються під кривою втоми симетричного циклу, а криві втоми при стискаючих напруженнях σ_{m_c} розміщені вище.

Виникає питання щодо перетину кривих при середніх напруженнях розтягання 100 і 200 МПа при довговічності 10^6 циклів. Очевидно дане явище можна пояснити з точки зору механізму формування залишкових напружень в зоні концентратора (рис.4).

Відомо, що малі пластичні деформації розтягання знижують міцність металу, а значні, навпаки, зміцнюють. При $\sigma_m = 100 \text{ МПа}$ і амплітуді $\sigma_a = 80 \text{ МПа}$ зразки мають сумарне напруження $\sigma_{\max} = 180 \text{ МПа}$, яке в зоні концентратора при теоретичному коефіцієнті $\alpha_\sigma = 2,5$ може дати локальне напруження 450 МПа, що буде причиною невеликих пластичних деформацій.

По кривій втоми 3 (рис.4), що відповідає $\sigma_m = 200 \text{ МПа}$ і $\sigma_a = 80 \text{ МПа}$, максимальні напруження в зоні концентратора можуть досягти величини 700 МПа. Ці напруження можуть призвести до місцевого зміцнення матеріалу зразка, як за рахунок наклепу, так і завдяки релаксації. При цьому виникнуть стискаючі залишкові напруження, які дещо зменшать напруження розтягання та створять сприятливі умови для підвищення опору втоми матеріала зразка.

На рис.5 представлена діаграма граничних амплітуд зразків суцільних та з концентратором для довговічностей 10^6 і 10^7 циклів, де 1 – крива однакової довговічності суцільних зразків для $N = 10^6$ циклів; 2 – крива однакової довговічності суцільних зразків для $N = 10^7$ циклів; 3 – крива однакової довговічності зразків з концентратором для $N = 10^6$ циклів; 4 – крива однакової довговічності зразків з концентратором для $N = 10^7$ циклів. Криві суцільних зразків побудовані за даними роботи [3]. Криві зразків з концентратором є результатом даного дослідження, які побудовані за допомогою сімейства кривих втоми (рис.4).

На підставі даної діаграми граничних амплітуд можна оцінити значення ефективного коефіцієнта концентрації напружень k_σ і коефіцієнта чутливості до концентрації q_σ . Результати оцінки зведені до табл.1. В таблиці приведено:

σ_m - середнє напруження циклу, МПа;

σ_a - амплітудне напруження циклу, МПа;

k_σ - ефективний коефіцієнт концентрації;

q_σ - коефіцієнт чутливості до концентрації напружень.

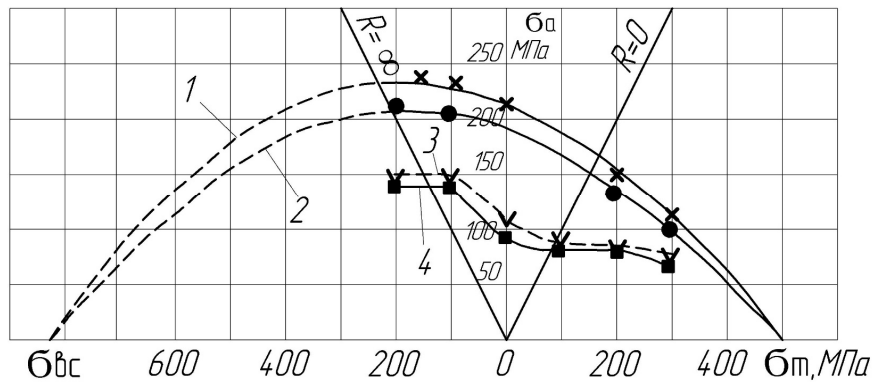


Рисунок 5 – Діаграма граничних амплітуд

Таблиця 1 – Оцінка ефективного коефіцієнта концентрації напружень

σ_m , МПа	Циклів $N = 10^6$				Циклів $N = 10^7$			
	σ_a , МПа	σ_{ak} , МПа	k_σ	q_σ	σ_a , МПа	σ_{ak} , МПа	k_σ	q_σ
0	215	110,0	1,95	0,63	195	92,2	2,1	0,73
100	195	87,5	2,23	0,82	170	81,3	2,1	0,73
200	147	87,5	1,68	0,45	130	83,7	1,55	0,37
300	115	77,5	1,53	0,35	100	67,5	1,54	0,36
-100	235	152,5	1,54	0,36	208	142,5	1,46	0,31
-200	240	150,0	1,60	0,40	215	142,5	1,51	0,45

Коефіцієнт чутливості до концентрації визначали за формулою $q_\sigma = (k_\sigma - 1) / (\alpha_\sigma - 1)$ [1].

Довідник [1] свідчить, що ефективний коефіцієнт концентрації не є залежним від середнього напруження циклу, а залежить тільки від амплітуди. Це припущення є сумнівним, що доводить таблиця 1. Чутливість зразків до концентрації найбільша при симетричному циклі і при $\sigma_m = 100 \text{ МПа}$, коли ймовірність виникнення залишкових напружень мала. При збільшенні середнього напруження розтягання та при стискаючих напруженнях σ_{m_c} чутливість до концентрації значно зменшується. Тобто, ефективний коефіцієнт концентрації залежить від величини середнього напруження циклу. При збільшенні величини середніх напружень циклу ефективний коефіцієнт концентрації зменшується.

Оскільки розрахунок деталей машин та металоконструкцій ПТМ здійснюють за подібними циклами, то доцільно розглядати значення ефективного коефіцієнта концентрації в залежності від коефіцієнта асиметрії циклу. Цей висновок слід враховувати при розрахунку елементів кранових металоконструкцій на опір втомі. При такому підході враховується вплив на ефективний коефіцієнт

концентрації k_{σ_R} величини середнього напруження і амплітуди циклу. Даний аналіз графічно представлено на рис.6 для різних значень коефіцієнтів асиметрії R , показаних у вигляді променів, проведених під кутом γ , для якого $tg\gamma = 1 - R/1 + R$. На рис.6 зображені криві 1 – гладких зразків для $N = 10^6$ циклів; 2 – гладких зразків для $N = 10^7$ циклів; 3 – зразків з концентратором для $N = 10^6$ циклів; 4 – зразків з концентратором для $N = 10^7$ циклів.

Дані для побудови кривих однакової довговічності гладких зразків взято з роботи [3]. Для апроксимації кривих використана формула [4]

$$\sigma_a^{(N)} = \sigma_{-1}^{(N)} \cdot \left(\frac{Lg Lg N}{Lg Lg N_B} \right)^{\frac{2\sigma_m}{\sigma_s - \sigma_{sc}}} \cdot \frac{(\sigma_m - \sigma_s)(\sigma_m - \sigma_{sc})}{\sigma_s \sigma_{sc}}; \quad (3)$$

де $\sigma_a^{(N)}$ - амплітуда циклу при даній розрахунковій довговічності N циклів, МПа;

$\sigma_{-1}^{(N)}$ - границя витривалості симетричного циклу при розрахунковій довговічності N , МПа;

N_B - база випробувань до необмеженої витривалості (для сталі $N_B = 10^7$ циклів);

σ_s - границя міцності при розтяганні, МПа;

σ_{sc} - границя міцності при стисканні (приймається зі знаком «-»), МПа.

Криві однакової довговічності зразків з концентратором побудовані також за даними сімейства кривих втоми (рис.4).

Промені діаграми (рис.6) описуються формулою

$$\sigma_a^{(N)} = \frac{1 - R}{1 + R} \sigma_m. \quad (4)$$

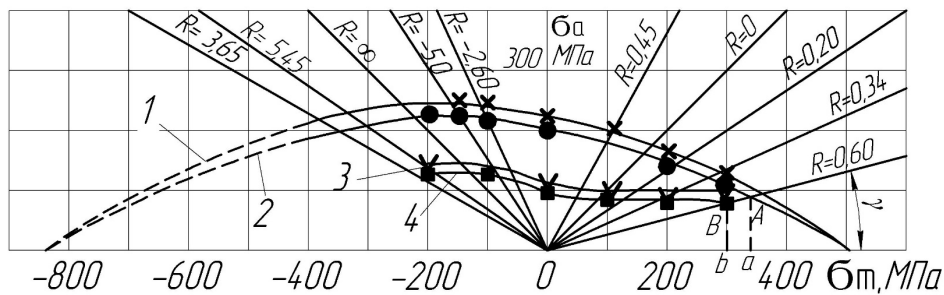


Рисунок 6 – Діаграма для визначення залежності ефективного коефіцієнта концентрації напружень від асиметрії циклу

Таблиця 2 – Оцінка впливу асиметрії циклу на значення ефективного коефіцієнта концентрації напружень

R	Циклів $N = 10^6$				Циклів $N = 10^7$			
	σ_a , МПа	σ_{a_k} , МПа	k_{σ_R}	q_R	σ_a , МПа	σ_{a_k} , МПа	k_{σ_R}	q_R
-1	215	110	1,95	0,63	195	92,2	2,1	0,73
-0,45	195	95	2,05	0,70	170	80	2,12	0,75
0	175	100	1,75	0,5	150	80	1,87	0,58
0,2	150	90	1,67	0,45	135	78	1,73	0,49
0,34	125	90	1,39	0,26	119	80	1,47	0,31
0,60	90	80	1,13	0,09	82*	68	1,21	0,14
-2,60	230	130	1,75	0,5	210	110	1,91	0,60
-5,0	240	140	1,70	0,47	220	125	1,76	0,51
∞	235*	135	1,68	0,45	218	125	1,74	0,49
5,45	220*	135	1,63	0,42	200*	120	1,67	0,45

Як приклад, розглянемо визначення ефективного коефіцієнта концентрації напружень в залежності від коефіцієнта асиметрії циклу $R = 0,60$ при довговічності $N = 10^7$ циклів (рис.6). Позначимо на діаграмі точки A і B перетину променя $R = 0,60$ з кривими однакових довговічностей гладких зразків і зразків з концентратором. Опустимо перпендикуляри Aa і Bb . Тоді ефективний коефіцієнт концентрації визначиться як відношення довжин відповідних відрізків

$$k_{\sigma_R} = \frac{Aa}{Bb} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{a_k}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{m_k}}, \quad (5)$$

де σ_a - гранична амплітуда для гладкого зразка, МПа;
 σ_{a_k} - гранична амплітуда для зразка з концентратором, МПа;
 σ_m - середнє напруження циклу для гладкого зразка, МПа;
 σ_{m_k} - середнє напруження циклу для зразка з концентратором, МПа.

Визначені вказаним способом ефективні коефіцієнти концентрації для відповідних коефіцієнтів асиметрії циклу k_{σ_R} зведені в табл.2. Результати свідчать, що найбільші значення k_{σ_R} мають місце при симетричному навантаженні і невеликій асиметрії (для $R = -0,45$ і $R = -2,6$). При збільшенні асиметрії циклу значення k_{σ_R} зменшуються завдяки впливу залишкових напружень в зоні концентратора.

Аналогічний висновок можна зробити і відносно результатів експериментів, представлених в табл.1.

Висновки.

Результати експериментальних досліджень та теоретичні основи механізму формування напруженого стану в сталі 09Г2С з концентратором напружень, що приведені в даній роботі, можуть бути корисними конструкторам для більш повного використання службових характеристик конструкційних матеріалів з метою оптимізації маси і довговічності металоконструкцій вантажопідійомних кранів та інших виробів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
2. Стенд для испытания металлов при осевых нагрузках в условиях асимметрии цикла: Реферативная информация о законных научно-исследовательских работах в вузах УССР / Михайлов П.А., Сочава А.И. – К.: Вища школа, 1974. – вып.13.
3. Сочава А.І. Дослідження низьколегованих сталей на опір втомі в умовах асиметрії циклу / Сочава А.І., Глушко В.І., Мартовицький Л.М., Курлаєва Ю.С.// Нові матеріали і технології в металургії і машинобудуванні. 2012 - №1 – С.55-60.
4. Сочава А.І. Методика розрахунку деталей машин, що працюють в умовах нестаціонарного навантаження / Сочава А.І. // Нові матеріали і технології в металургії і машинобудуванні. 2000 - №2 – С. 66-68.

УДК 621.867.

Ловейкін В.С., д.т.н.; Ромасевич Ю.О., д.т.н.; Шалатовська К.М. асп.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Анотація. Розроблено математичну модель динаміки руху стрічкового транспортера для розв'язку якої використано чисельні методи. Для встановлення раціонального ступеня деталізації математичної моделі було визначено динамічні показники роботи конвеєра для різної кількості зведених мас робочої гілки. Обґрунтовано раціональне число зведених мас у моделі, яке дозволяє адекватно відобразити динамічні процеси у елементах стрічкового конвеєра, що мають місце при його перехідних режимах руху.

Ключові слова: динамічна модель, стрічковий конвеєр, динамічні навантаження, рівняння руху.

Аннотация. Разработана математическая модель динамики движения ленточного транспортера для решения которой использованы численные методы. Для установления рациональной степени детализации математической модели были определены динамические показатели работы конвейера для разного количества приведенных масс рабочей ветви. Обосновано рациональное число приведенных масс в модели, которое позволяет адекватно отобразить динамические процессы в элементах ленточного конвейера, при его переходных режимах движения.

Ключевые слова: динамическая модель, ленточный конвейер, динамические нагрузки, уравнения движения.

Abstrakt. Das mathematische modell des bewegungs förder bandfürdielösung, die numerische method enverwendet. Umeinenachhaltige detailebene mathematischen modell setablieren wurde dynamic des förderers fürunterschie dlicheanzahlderar beitsmassenzweige definiert. Rational nummer geerdetgewichtinde mmodell, das inangemessenerart-brazyty dynamische nprozesse indenelementendes förder bandes, die stattfindeninseiner Übergang bewegungsarten.

Stichwort: dynamisches modell, förderer, dynamische belastung, die bewegungsgleichungen .

Постановка проблеми.

Робота стрічкових транспортерів, особливо під час неусталених процесів, характеризується наявністю динамічних навантажень, які виникають при нерівномірному русі стрічки. Така нерівномірність

пов'язана з процесом пуску, що зумовлює додаткові динамічні навантаження від зростання швидкості барабанів і стрічки до моменту часу, коли система виходить на усталений рух. Такі навантаження негативно впливають на елементи конструкції та транспортуючий вантаж.

Одним із варіантів зменшення динамічних навантажень у стрічкових транспортерах є оптимізація режимів руху [1]. Для цього першим етапом у дослідженнях є побудова математичної моделі динаміки руху стрічкового конвеєра, яка дала б можливість отримати достовірні величини динамічних навантажень, що діють на елементи тягового органу і привідного механізму.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

При аналізі режимів роботи стрічкових конвеєрів та оцінці їх енергетичної ефективності важливим моментом є розгляд даного об'єкту як єдиної багатомасової електромеханічної системи. Такий підхід дозволяє врахувати вплив механічної частини транспортуючого пристрою на енергетичні характеристики електроприводу [2].

Дослідженню динаміки руху присвячені роботи [3-5] та аналізу їх енергетичній ефективності [7-10], в яких розглядається оптимальне керування рухом стрічкових конвеєрів.

У статті [6] досліджено характер змін втрат енергії в електромеханічній системі стрічкового конвеєра при стабілізації його об'ємної продуктивності за рахунок регулювання лінійної швидкості тягового органу та при використанні оптимального за енергетичною ефективністю регулятора напруги статора привідного асинхронного двигуна.

У роботах закордонних дослідників [11, 12] дана задача вирішується за допомогою методу «оцінка – розрахунок – оптимізація», який полягає у керуванні швидкості при пуску, що дозволяє покращити динамічні та енергетичні показники стрічкових конвеєрів.

Незважаючи на значну кількість наукових праць у сфері оптимізації стрічкових конвеєрів спрямованих на різнобічне вивчення даної проблеми, на сьогодні бракує ґрунтовних наукових праць, у яких дається системний аналіз динаміці руху. Побудова математичної моделі динаміки руху стрічкового конвеєра дає змогу адекватно відобразити динамічні процеси у елементах стрічкового конвеєра. З огляду на це актуальність пропонованого дослідження є очевидною.

Постановка мети і задач дослідження.

Метою дослідження є синтез адекватної багатомасової математичної моделі руху стрічкового конвеєра. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) побудувати узагальнену багатомасову динамічну модель динаміки руху

стрічкового транспортера; 2) обґрунтувати раціональний ступінь її деталізації.

Виклад основного матеріалу дослідження.

При побудові динамічної моделі стрічкового транспортера вважаємо, що всі елементи стрічкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, крім елементів передавального механізму і тягового органу, які володіють пружними та дисипативними властивостями. При цьому корпус привода конвеєра й вали закріплено абсолютно жорстко. Для дослідження побудовано багатомасову динамічну модель, зображену на рис. 1.

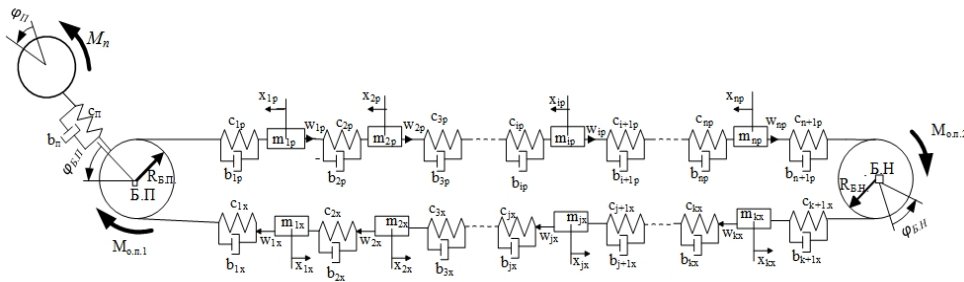


Рисунок.1 - Динамічна модель стрічкового конвеєра

На рис.1 всі параметри приведені до приводного барабану та прийняті такі позначення:

- $M_{п}$ – приведений момент приводу;
- $M_{о.п.1}$ і $M_{о.п.2}$ – приведені моменти опору приводного та натяжного барабанів відповідно;
- $c_{п}$ – приведений коефіцієнт крутильної жорсткості приводу;
- $b_{п}$ – приведений коефіцієнт дисипації приводу;
- $m_{i.p.}$ – i -та приведена маса робочої гілки транспортера із вантажем;
- $c_{i.p.}$ – i -те приведенне значення коефіцієнта жорсткості робочої гілки;
- $b_{i.p.}$ – i -те приведенне значення коефіцієнта дисипації робочої гілки;
- n – кількість приведених мас робочої гілки транспортера;
- k – кількість приведених мас холостої гілки транспортера;
- $w_{i.p.}$ – приведена сила тертя від обертання підтримуючих роликів, яка прикладена до i -тої маси робочої гілки;
- $w_{j.x.}$ – приведена сила тертя від обертання підтримуючих роликів, яка прикладена до j -тої маси холостої гілки;
- $R_{Б.П.}$ та $R_{Б.Н.}$ – радіуси приводного та натяжного барабанів відповідно.
- $\mathcal{J}_{п}, \mathcal{J}_{Б.П.}, \mathcal{J}_{Б.Н.}$ – приведені моменти інерції приводу, приводного та натяжного барабанів відповідно.

Сили $w_{i.p.}$ та $w_{j.x.}$ ($i = (\overline{1, n}), j = (\overline{1, k})$) прикладені не до всіх приведених мас, а лише до тих, які взаємодіють з підтримуючими роликами. Ці маси більші за інші на величину приведеної до поступального руху маси m^* , яка визначається з наступної формули:

$$m^* = 2 \frac{g_{рол}}{R_{рол}^2},$$

де $g_{рол}$ і $R_{рол}$ – моменти інерції та радіус підтримуючого ролика відповідно.

Система диференціальних рівнянь, яка описує динамічні процеси в стрічковому конвеєрі, має такий вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} &M_{Б.П.} = \ddot{\varphi}_{П.П.} + c_{П.П.}(\varphi_{П.П.} - \varphi_{Б.П.}) + b(\dot{\varphi}_{П.П.} - \dot{\varphi}_{Б.П.}); \\ &c_{П.П.}(\varphi_{П.П.} - \varphi_{Б.П.}) + b(\dot{\varphi}_{П.П.} - \dot{\varphi}_{Б.П.}) = \ddot{\varphi}_{Б.П.} \nu_{Б.П.} + M_{ОП.} + c_{1p}(\varphi_{Б.П.} R_{Б.П.} - x_{1p}) + \\ &+ b_{1p}(\dot{\varphi}_{Б.П.} R_{Б.П.} - \dot{x}_{1p}) + c_{1x}(\varphi_{Б.П.} R_{Б.П.} - x_{1x}) + b_{1x}(\dot{\varphi}_{Б.П.} R_{Б.П.} - \dot{x}_{1x}); \\ &c_{1p}(\varphi_{Б.П.} R_{Б.П.} - x_{1p}) + b_{1p}(\dot{\varphi}_{Б.П.} R_{Б.П.} - \dot{x}_{1p}) = m_{1p} \ddot{x}_{1p} + w_{1p} + c_{2p}(x_{1p} - x_{2p}) + b_{2p}(\dot{x}_{1p} - \dot{x}_{2p}); \\ &..... \\ &c_p(x_{i-1,p} - x_{ip}) + b_{ip}(\dot{x}_{i-1,p} - \dot{x}_{ip}) = m_{ip} \ddot{x}_{ip} + w_{ip} + c_{i+1p}(x_i - x_{ip}) + b_{i+1p}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}); \\ &..... \\ &c_{n,p}(x_{n-1,p} - x_{n,p}) + b(\dot{x}_{n-1,p} - \dot{x}_{n,p}) = m_{n,p} \ddot{x}_{n,p} + w_{n,p} + c_{n+1,p}(x_{n,p} - \varphi_{Б.Н.} R_{Б.Н.}) + \\ &+ b_{n+1,p}(\dot{x}_{n,p} - \dot{\varphi}_{Б.Н.} R_{Б.Н.}); \\ &..... \\ &R_{Б.Н.} c_{n+1,p}(x_{n,p} - \varphi_{Б.Н.} R_{Б.Н.}) + b_{n,p}(\dot{x}_{n,p} - \dot{\varphi}_{Б.Н.} R_{Б.Н.}) R_{Б.Н.} = c_{\kappa+1x}(\varphi_{Б.Н.} R_{Б.Н.} - x_{\kappa+1x}) + \\ &+ b_{\kappa+1x}(\dot{\varphi}_{Б.Н.} R_{Б.Н.} - \dot{x}_{\kappa+1x}) = w_{\kappa x} + m_{\kappa x} \ddot{x}_{\kappa x} + c_{\kappa x}(x_{\kappa x} - x_{\kappa-1x}) + b_{\kappa x}(\dot{x}_{\kappa x} - \dot{x}_{\kappa-1x}) = \nu_{Б.Н.} \ddot{\varphi}_{Б.Н.} + M_{ОП.} + \\ &+ c_{\kappa+1x}(\varphi_{Б.Н.} R_{Б.Н.} - x_{\kappa+1x}) R_{Б.Н.} + b_{\kappa+1x}(\dot{\varphi}_{Б.Н.} R_{Б.Н.} - \dot{x}_{\kappa+1x}) R_{Б.Н.}; \\ &..... \\ &c_{j+1x}(x_{j+1x} - x_{j,x}) + b_{j+1x}(\dot{x}_{j+1x} - \dot{x}_{j,x}) = m_{j,x} \ddot{x}_{j,x} + w_{j,x} + c_{j,x}(x_{j,x} - x_{j-1x}) + b_{j,x}(\dot{x}_{j,x} - \dot{x}_{j-1x}); \\ &..... \\ &c_{2x}(x_{2x} - x_{1x}) + b_{2x}(\dot{x}_{2x} - \dot{x}_{1x}) = m_{1,x} \ddot{x}_{1x} + w_{1x} + c_{1x}(x_1 - R_{Б.Н.} \varphi_{Б.Н.}) + b_{1x}(\dot{x}_1 - R_{Б.Н.} \dot{\varphi}_{Б.Н.}). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Диференціальні рівняння системи (1) є нелінійними рівняннями другого порядку, тому їх аналітично не вдається проінтегрувати. Для їх розв'язку використані чисельні методи.

Для встановлення раціонального ступеня деталізації математичної моделі (1) було визначено динамічні показники роботи конвеєра для різної кількості мас робочої гілки n . Такими показниками виступали:

- 1) максимальне значення моменту у муфті M_{\max} , $Нм$;
- 2) середньоквадратичне значення моменту в муфті $M_{\text{сер.кв.}}$, $Нм$;
- 3) максимальне значення сили у стрічці, що набігає на приводний барабан F_{\max} , $Н$;
- 4) середньоквадратичне значення сили у стрічці, що набігає на приводний барабан, $F_{\text{сер.кв.}}$, $Н$.

У порівняльних розрахунках прийнята кількість мас на робочій гілці $n=100, 80, 60, 40, 20, 18, 16, 14, 12, 10, 9, 8, 7, 6, 5, 4, 3, 2$. При цьому кількість мас на холостій гілці визначалась за формулою $k = \frac{n}{5}$, за умови що $k \geq 2$. У результаті проведених досліджень, які полягли у визначенні запропонованих показників для різної кількості приведених мас n , побудовані графіки, які показані на рис. 2-5.

Аналізуючи дані графіки ми бачимо зміну динамічних показників відносно кількості приведених мас робочої стрічки динамічної моделі транспортера. Збільшення кількості приведених мас n більше двадцяти значно збільшує кількість розрахунків при виконанні динамічного розрахунку транспортера, однак при цьому точність визначення динамічних зусиль і моментів у елементах транспортера не зростає. Таким чином, можна прийняти $n=20$ як раціональну границю при використанні розробленої математичної моделі стрічкового транспортера.

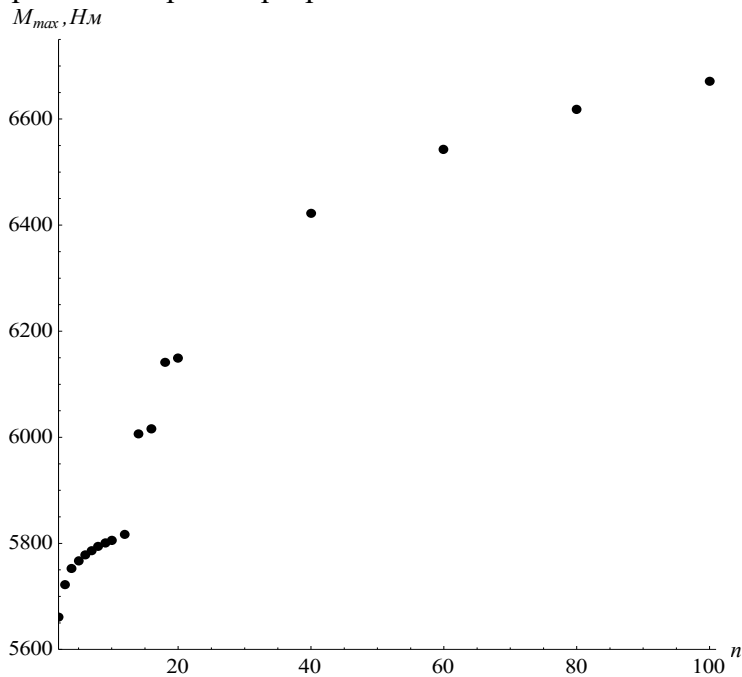


Рисунок. 2 - Максимальне значення моменту у муфті при зміні кількості приведених мас у моделі

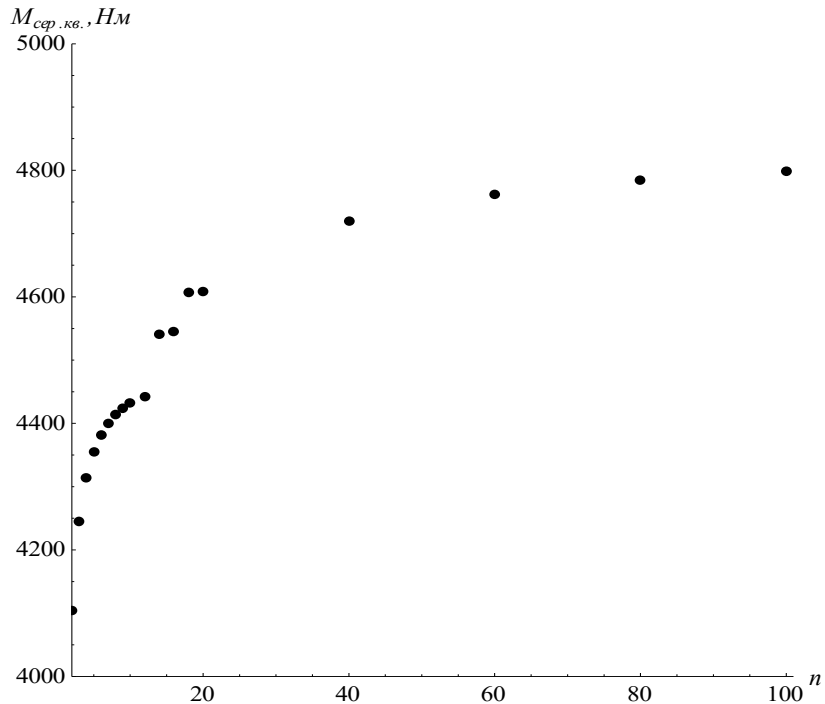


Рисунок. 3 - Средньоквадратичне значення моменту в муфті при зміні кількості приведених мас у моделі

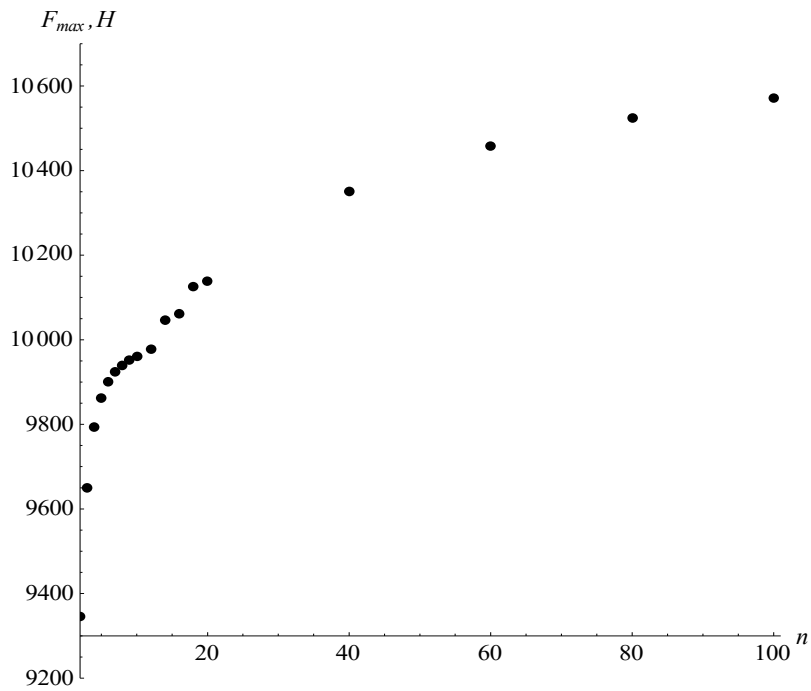


Рисунок. 4 - Максимальне значення сили у стрічці, що набігає на приводний барабан при зміні кількості приведених мас у моделі

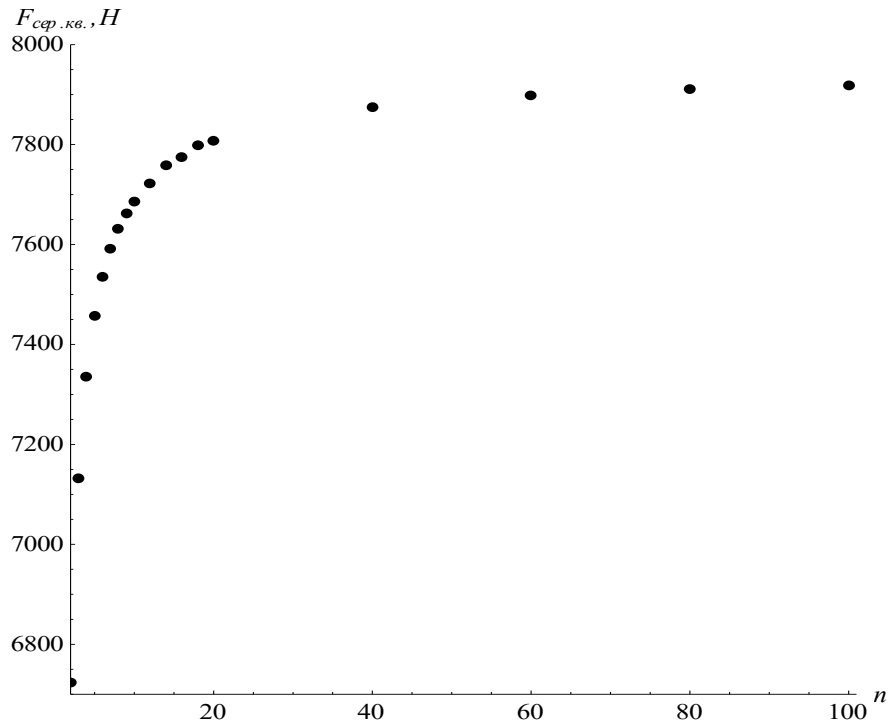


Рисунок. 5 - Середньоквадратичне значення сили у стрічці, що набігає на приводний барабан при зміні кількості приведених мас у моделі

Можна також відмітити, що максимальне відхилення динамічних показників, за якими був проведений аналіз, для кількості приведених мас робочої гілки 100 та 20 складає: 1) для максимального моменту у муфті та максимального значення сили у стрічці 1,5 %; 2) для середньоквадратичного значення моменту у муфті та середньоквадратичного значення сили у стрічці 4,7 %. Ці відхилення є незначними, що підтверджує попередні висновки.

Висновки. В роботі побудовано багатомасову динамічну модель стрічкового конвеєра та відповідно їй систему диференціальних рівнянь. Для розв'язку отриманої математичної моделі використано чисельні методи. Обґрунтовано раціональне число приведених мас у моделі, яке для робочої гілки транспортера рівне 20. Доведено, що така кількість мас дозволяє адекватно відобразити динамічні процеси у елементах стрічкового конвеєра, які мають місце при його перехідних режимах руху.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.:ХНАДУ, 2002. – 291.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму руху зернового елеватора за

- критерієм середньоквадратичного відхилення зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін А.В, Л.Б. Ткачук // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №6. – С. 163–174.
3. Печеник М. В. Особливості підвищення енергетичної ефективності електромеханічної систем конвеєра / М.В. Печеник, С.О. Бур'ян, А.О. Горбатовський //Вісник НТУУ“ХПІ”, Серія : Проблеми автоматизованого електропривода теорія і практика. – Харків . – 2013. –№ 36. – С. 382 – 384.
 4. Жигула Т.И. Динамическое воздействие подвижной нагрузки на канатный став ленточного конвейера /Т.И. Жигула // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. — Днепропетровск: ИГТМ НАНУ, 2012. — Вип. 105. — С. 185-191.
 5. Поліщук Л.К. Розрахунок перехідних режимів стрічкових конвеєрів / Л.К. Поліщук, Р.Д. Іскович-Лотоцький , А.Л. Штурма // Наукові нотатки. – Луцьк. – 2001. – №8. – С. 152–160.
 6. Поліщук Л. К. Математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра / Л.К. Поліщук, О.О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – 2005. – №17. – С. 273–282.
 7. Ловейкін В.С. Аналіз динаміки руху стрічкового ковшового елеватора / Ловейкін В.С., Бортун В.А. // ТДАТУ. – 2013. – №2. – С. 74–82.
 8. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. –М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
 9. Поліщук Л.К. Дослідження динаміки привода конвеєра зі змінним навантаженням/Л.К. Поліщук, О.О.Адлер //Вібрації в техніці та технологіях – Вінниця. –2009. - №3 (55). – С.35 - 37
 10. Печеник М. В. Розробка моделі електромеханічної системи стрічкового конвеєра з врахуванням енергозберігаючих режимів роботи електроприводу/ М. В. Печеник, О.А. Зайченко // Наукові вісті НТУУ«КПІ». – 2007.–№ 1.–С. 115 – 120.
 11. Kisielewski W. Testing belt conveyor resistance to motion in underground mine conditions / W. Kisielewski, D. Kaszuba // International journal of mining reclamation and environment. – 2017. – Vol. 31. - № 1. – pp. 78-90.
 12. Pang YS. Green operation of belt conveyors by means of speed control / YS. Pang, G. Lodewijks // Applied Energy. – 2017. – Vol. 188. – pp. 330-341.

УДК 621. 0

Венцель Є.С., д.т.н.; Щукін О.В., к.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ МАШИН З ПОЗИЦІЙ НЕРІВНОВАГОВОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

Отримано математичну модель трибосполучень з позицій нерівновагової термодинаміки, яка зв'язує виробництво ентропії з характеристикам поверхонь тертя і середовища, що змазує їх.

Получена математическа модель трибоузлов с позиций неравновесной термодинамики, которая связывает производство энтропии с характеристиками поверхностей трения и смазывающей среды.

A mathematical model of tribo nodes is derived from the positions of nonequilibrium thermodynamics, which relates the production of entropy to the characteristics of friction surfaces of the lubricating medium.

Постановка проблеми. При дослідженнях процесів тертя та зношування трибосполучення необхідно розглядати їх як динамічну дисипативну систему, у якій реалізується деградація енергії макромеханічного руху, тобто виробляється ентропія.

Розробкою математичних моделей трибосполучень присвячені роботи І.В. Крагельського [1], Б.І. Костецького [2], Г. Польцера і Ф. Майснера [3] та ін. Розроблені цими вченими математичні моделі мають механістичний характер, тобто розглядають взаємозв'язок сил тертя або інтенсивності зношення від навантажень на трибоповерхні, їх механо-хімічні і реологічні характеристики, тобто в ці моделі, практично, не враховують властивості середовища, що змазує. О.О. Литвиновим і А.Я. Шепелем [4] було розроблено узагальнене рівняння виробництва ентропії трибосполучення з урахуванням властивостей середовища, що змазує, але більшість параметрів, що увійшли до цього рівняння, були неявними та складними функціями. Саме тому є цікавим скласти таку математичну модель трибосполучення, яка зв'язувала би параметри поверхні і середовища, що змазує, з показниками тертя та зношування при наближенні трибосполучення до стаціонарного стану.

Метою цієї роботи є отримання математичної моделі трибосполучення з позицій нерівновагової термодинаміки, яка б зв'язувала процеси, що супроводжують тертя та зношення, з деякими показниками поверхонь, що труться, і середовища, що змазує.

Виклад основного матеріалу. Для досягнення цієї мети

приймемо до уваги, у відповідності з моделлю Л.І. Бершадського [5] трибосполучення включає до себе об'єми поверхней тертя, що збуджуються, і шару, що змащується, в яких реалізується позитивне виробництво ентропії завдяки будь-яких механізмів. У зв'язку з цим можна проаналізувати тенденцію еволюції різних параметрів трибосполучення при його наближенні до стаціонарного стану, використовуючи для цього теорему І. Пригожина [6], згідно до якої виробництво ентропії p_s при наближенні системи до стаціонарного стану прагне до мінімального значення. При цьому слід мати на увазі, що p_s завжди позитивна величина.

Розробка математичної моделі. Як відомо, повне змінення ентропії ds складається з змінення ентропії $d_i s$, що виробляється в середині системи, і ентропії $d_e s$, що обумовлена зовнішнім середовищем. Враховуючи, що виробництво ентропії є частиною повної похідної від ентропії часу, можна записати:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{d_i s}{dt} + \frac{d_e s}{dt}, \quad (1)$$

де $\frac{d_e s}{dt} = \frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{dt}$ – потік ентропії.

При наближенні до стаціонарного стану

$$\frac{ds}{dt} \approx 0; \quad \frac{d_i s}{dt} = -\frac{d_e s}{dt} \quad \text{або} \quad p_s = -\frac{1}{T} \frac{dQ}{dt}. \quad (2)$$

У відповідності до першого началу термодинаміки

$$dQ = dU - dA. \quad (3)$$

Для трибосполучення, що працює в умовах гідродинамічного режиму змащення, змінення внутрішньої енергії dU пов'язано зі змінням його температури dT і поверхневої енергії, обумовленої наявністю у зазорі частинок пилу та зносу. Тому можна записати:

$$dU = c \cdot m \cdot dT + \sigma \cdot d(\Omega N), \quad (4)$$

де c – питома теплоємність;

m – маса речовини у зазорі;

σ – питома поверхнева енергія;

Ω – середня площа поверхні окремої частинки у зазорі;

N – число частинок у зазорі.

Робота dA , що виробляється силою в'язкого тертя при переміщенні поверхнею ΔS трибосполучення на величину dL , равна

$$dA = \eta \cdot \text{grad}|\vec{V}| \cdot \Delta S = dl, \quad (5)$$

де η – коефіцієнт динамічної в'язкості мастила.

Підставляючи (4) і (5) у (3) і (1), отримаємо наступний вираз для виробництва ентропії:

$$p_S = \frac{1}{T} \left[\eta \cdot \text{grad}|\vec{V}| \cdot \Delta S \cdot \frac{dl}{dt} - c \cdot m \frac{dT}{dt} - \sigma \frac{d(\Omega N)}{dt} \right]. \quad (6)$$

Оскільки наближення до стаціонарного стану виробництва ентропії прагне до деякої сталої позитивної величини, яка відповідає її мінімуму і всі додатки у правій частині виразу (6) не залежать один від одного, кожне з цих додатків повинно бути сталою позитивною величиною. Очевидно, що для виконання цієї умови необхідно, щоб

$$\frac{dT}{dt} \leq 0, \quad (7)$$

$$\frac{d(\Omega N)}{dt} \leq 0. \quad (8)$$

Нерівність (7) описує відомий факт зменшення температури трибосполучення при наближенні його до стаціонарного стану.

Для обговорення сенсу нерівності (8) виразимо площу поверхні частинки забруднення через її лінійний розмір L . Очевидно, що

$$\Omega = \zeta \cdot L^2, \quad (9)$$

ζ – формфактор, тобто коефіцієнт пропорційності, що залежить від форми частинки (наприклад, для стержня з лінійними розмірами L , $L/2$ та $L/10$ $\zeta=1,3$).

Тоді (8) приймає вигляд

$$\frac{d(\Omega N)}{dt} = \zeta \cdot L \cdot \left[2 \cdot N \cdot \frac{dL}{dt} + L \cdot \frac{dN}{dt} \right] \leq 0. \quad (10)$$

У зв'язку з тим, що $\left| \sigma \cdot \zeta \cdot L \cdot \left[2 \cdot N \cdot \frac{dL}{dt} + L \cdot \frac{dN}{dt} \right] \right|$ прагне до мінімального значення, середній розмір L частинок зменшується, тобто $dL < 0$.

Таким чином (10) перетворюється у нерівність

$$\frac{dN}{dL} \leq 2 \frac{N}{L}. \quad (11)$$

З урахуванням знаку dL маємо

$$-\frac{dN}{|dL|} \leq -2 \frac{N}{L}. \quad (12)$$

Тоді з (12) отримаємо

$$\frac{dN}{|dL|} \geq 2 \frac{N}{L}. \quad (13)$$

Як можна побачити з нерівності (13) $dN > 0$, тобто при наближенні трибосполучення до стаціонарного стану число N частинок забруднень в зазорі трибосполучення збільшується, а їх середній розмір зменшується, причому чим менша L і більше N , тим ближче трибосполучення до стаціонарного стану.

Враховуючи, що в (6) $dl/dt = V$, а також заміняючи в (6) $\frac{d(\Omega N)}{dt}$ у відповідності до (10)

$$p_S = \frac{1}{T} \left[\eta \cdot V \cdot \text{grad} |\vec{V}| \cdot \Delta S - c \cdot m \frac{dT}{dt} - \zeta \cdot \sigma \cdot L \cdot \left(2N \frac{dL}{dt} + L \frac{dN}{dt} \right) \right]. \quad (14)$$

З урахуванням того, що $\frac{dT}{dt} < 0$ та $\frac{d(\Omega N)}{dt} < 0$, математична модель трибосполучення машин набуває вигляд

$$p_S = \frac{1}{T} \left[\eta \cdot V \cdot \text{grad} |\vec{V}| \cdot \Delta S - c \cdot m \left| \frac{dT}{dt} \right| + \zeta \cdot \sigma \cdot L \cdot \left| 2N \frac{dL}{dt} + L \frac{dN}{dt} \right| \right] \rightarrow 0. \quad (15)$$

Як можна бачити з наведеної математичної моделі, виробництво ентропії у трибосполученнях залежить від певної низки факторів. При цьому, щоб виробництво ентропії наближалось до нуля, що відповідає стаціонарному стану трибосполучення, який характеризується мінімальними значеннями сили тертя та швидкістю зношування, необхідно, щоб зменшувалися температура трибосполучення, в'язкість і маса змащувального середовища. Крім того, наближенню трибосполучення до стаціонарного стану сприяє розмір частинок забруднень: чим він менше, тим швидше настає стаціонарний стан.

Висновки.

Розроблена з позицій нерівновагової термодинаміки математична модель трибосполучення дозволяє аналізувати вплив певної низки факторів (температури, маси змащувального середовища, розмірів частинок забруднень тощо) на наближення трибосполучення до стаціонарного стану, при якому виробництво ентропії прагне до нуля, а сила тертя та швидкість зношування мінімальні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В.Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
2. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в иашинах / Б.И. Костецкий. – К.: Техніка, 1970. – 396 с.
3. Польцер Г. Основы трения и изнашивания / Г.Польцер, Ф. Майсснер. – М. : Машиностроение. – 264 с.
4. Литвинов А.А. Обобщенное уравнение производства энтропии в трибосистеме с учетом свойств смазывающей среды / А.А. Литвинов, А.Я. Шепель // Сб. трудов Киевского института инженеров гражданской авиации «Исследование эксплуатационных свойств АВИАГСМ и спецжидкостей». – К. : КИИГА, 1987. – С. 39–41.
5. Бершадский Л.И. О взаимосвязи структурных механизмов и диссипативных потоков при кинетическом (некулоновском) трении и износе / Л.И. Бершадский // Трение и износ. – 1989. – Т.10, №2. – С. 358–364.
6. Гленсдорф Г. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций / Г. Гленсдорф, И. Пригожин. – М. : Мир, 1973. – 280 с.

УДК 681.326.74.06

Човнюк Ю.В., к.т.н.^{1,2}; Діктерук М.Г., к.т.н.²;Комоцька С.Ю., асистент²¹ Національний університет біоресурсів і природокористування
України² Київський Національний університет будівництва і архітектури

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДИНАМІКА СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ У ПРОЦЕСАХ ПУСКУ. І.

Анотація. Розглянуті хвильові процеси у пусковий період у натягнутій конвеєрній стрічці, як у довгому пружному стрижні, що визначають навантаження у ній. Розв'язок хвильового рівняння, що описує позовжні коливання пружного стрижня, здійснений із врахуванням прямих, відбитих і заломлених хвиль. Отриманий доволі прийнятний інженерний розв'язок задачі щодо визначення динамічних зусиль у стрічці у пусковий період для конвеєрів з абсолютно піддатливим й жорстким натяжним пристроєм.

Ключові слова: дискретність, континуальність, моделювання, динаміка, пуск, стрічка, конвеєр.

Аннотация. Рассмотрены волновые процессы в пусковой период в натянутой конвейерной ленте, как в длинном упругом стержне, которые определяют нагрузки в ней. Решение волнового уравнения, которое описывает продольные колебания упругого стержня, получено с учетом прямых, отраженных и преломленных волн. Получено вполне приемлемое инженерное решение задачи определения динамических усилий в ленте в пусковой период для конвейеров с абсолютно податливым и жестким натяжным устройством.

Ключевые слова: дискретность, континуальность, моделирование, динамика, пуск, лента, конвейер.

Annotation. Wave processes in the starting period in a stretched conveyor belt are considered, as in a long elastic rod, which determine the loads in it. The solution of the wave equation, which describes the longitudinal vibrations of the elastic rod, is obtained taking into account direct, reflected and refracted waves. A completely acceptable engineering solution was obtained for the task of determining dynamic forces in the belt during the starting period for conveyors with an absolutely compliant and rigid tensioning device.

Key words: Discreteness, continuum, modeling, dynamics, start, tape, conveyor.

Постановка проблеми.

Не зважаючи на тривалий період роботи транспортуючих машин, їх приводи та конструкції, як правило, знаходяться під впливом змінних динамічних навантажень, особливо при великих швидкостях (ланцюгові й стрічкові конвеєри, елеватори тощо). Деякі типи машин (наприклад, вібраційні конвеєри, котрі застосовуються широко у гірничій справі) за принципом роботи відносять до динамічних коливних систем.

Робота швидкісних конвеєрів (зі швидкістю стрічки (3...9) м/с) спряжена з динамічними процесами як у перехідних, так й в усталених режимах роботи. У конвеєрах з гнучким тяговим органом джерелом великих динамічних навантажень є також спосіб завантаження стрічки, особливо, коли на неї спадають великі маси вантажу, у результаті чого може відбутись руйнування стрічки, роликів та інших елементів конвеєра.

У конвеєрі з піддатливим натяжним пристроєм (із вантажним натяжним барабаном біля привода) при прикладанні до стрічки силового імпульсу від привода вповдовж робочої її гілки розповсюджується хвиля деформації, котра збільшує натяг стрічки. Коли хвиля обійде весь контур стрічки, вона відбивається від натяжного пристрою й повертається до приводного барабана. Хвиля деформації, котра зменшує натяг у холостій гілці, згасає завдяки ході натяжного барабану. Аналогічні явища відбуваються у конвеєрах з жорстким натяжним пристроєм при прикладанні до стрічки силового імпульсу від привода вповдовж робочої її гілки розповсюджується хвиля деформації, яка збільшує натяг, а вповдовж холостої гілки – хвиля деформації, що зменшує натяг. Зустрічні хвилі накладаються одна на одну, обходять весь контур, відбиваються від привода й від границі робочої та холостої гілок стрічки і т.д.

Задля визначення динамічних зусиль у стрічці необхідно дослідити у пусковий період процеси просторово-хвильової еволюції збуджень, користуючись методами теорії хвиль у середовищах дискретно-континуальної структури (тобто у середовищах, які моделюються як пружні механічні системи, наприклад, стрижні, що мають зосереджені й розподілені параметри).

Аналіз публікацій по темі дослідження. У роботі [1] наведені розрахунки транспортуючих машин (стрічкових, скребкових, вібраційних, гвинтових та інших конвеєрів), проте розглянутий вплив лише прямих хвиль, що виникають у стрічці конвеєра у пусковий період. Автори [2] розглядають механічні явища, пов'язані з нестационарним розповсюдженням пружних хвиль у стрижнях й вивчають закономірності формування хвильових полів у пружних вироджених системах (стрижнях) змінної геометрії, з'ясовують фізичний зміст й проводять енергетичний аналіз розв'язків задач

нестационарної динаміки. У літературі для розв'язку нестационарних задач хвильової динаміки стрижнів часто використовується інтегральне перетворення Лапласа, теорія котрого викладена у [3, 4]. Проте, головна перешкода, яка виникає при застосуванні інтегральних перетворень – обчислення інтегралів обернення, може бути здолана за допомогою методів, розвинутих у [5, 6]. Серед інших підходів до обчислення оригіналів перетворених функцій можна згадати метод, заснований на використанні теореми про згортку, який приводить до інтегрального рівняння Вольтерра відносно оригіналу шуканої функції [7]. Рівняння поздовжніх коливань стрижня може бути отримане шляхом асимптотичного аналізу точного розв'язку рівнянь теорії пружності для циліндра [8]. Хвильові процеси та явища у циліндричних стрижнях вивчались у [5, 8, 9].

Результати цитованих вище робіт будуть у подальшому використані для аналізу динамічних процесів у стрічкових конвеєрах (у межах моделі пружного неоднорідного стрижня).

Мета роботи полягає у обґрунтуванні методів та підходів для аналізу просторово-часової еволюції силових навантажень (силових імпульсів) у стрічкових конвеєрах у межах моделі пружного (неоднорідного) стрижня.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Рівняння поздовжніх коливань й характеристики розповсюдження імпульсів у стрічкових конвеєрах (у межах моделі пружного стрижня).

У момент вмикання привода конвеєра рух віддалених ділянок стрічки починається тільки через деякий проміжок часу, за який хвиля від барабана пройде до розглядуваного перерізу стрічки (для довгих конвеєрів цей час складає кілька секунд).

При дії на стрічку поздовжнього силового імпульсу у ній виникають хвилі деформації, котрі розповсюджуються зі швидкістю:

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності (Юнга) матеріалу стрічки, а ρ – його щільність.

Розглядаючи хвильові процеси у пусковий період у натягнутій конвеєрній стрічці, як у довгому пружному стрижні, можна визначити динамічні навантаження у ній. Рівняння поздовжніх коливань пружного стрижня записують у виді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{C^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2)$$

де: $u(x, t)$ – поздовжнє переміщення (вдовж горизонтальної вісі стрічки), яке є функцією часу t й координати (горизонтальної) x .

(Слід відрізнити швидкість розповсюдження хвиль C та швидкість руху частинок стрічки $v = \partial u / \partial t$ ($v \ll C$, зазвичай)). У [1] $u(x, t)$ називають переміщення перерізу стрічки або абсолютну деформацію під дією силового імпульсу у точці набігання стрічки на барабан (або $u = R \cdot \varphi$, де φ – кут повороту барабана за час, протягом якого не вся стрічка набуває власного руху), а x – абсциса (спрямована вподовж стрічки).

Розв'язок рівняння (2) для різноманітних конструктивних схем конвеєра із врахуванням прямих, відбитих та заломлених хвиль поданий нижче.

Хвильовому рівнянню (2) задовольняє вираз виду:

$$u(x, t) = f(Ct - x) + g(Ct + x), \quad (3)$$

де f й g – довільні неперервні функції.

Будь-який розв'язок рівняння (2) можна звести до виду (3). Вираз (3) представляє собою найбільш загальний розв'язок одновимірного хвильового рівняння.

Розглянемо перший доданок у (3). Припустимо, що функція $f(\alpha)$, $\alpha = Ct - x$, відмінна від нуля на проміжку $0 < \alpha < a$ (рис. 1, а). Тоді $f(Ct - x)$ буде відмінна від нуля при $Ct - a < x < Ct$ або ж при $x < Ct < x + a$. У першому запису для будь-якого обраного значення t можна побудувати $f(Ct - x)$ як функцію x (рис.1, б), у другому – для фіксованого x як функцію t (рис.1, в). Таким чином, імпульс $f(Ct - x)$ представляє собою незмінний розподіл переміщень, котрі рухаються зі швидкістю C у бік збільшення x .

Розглянемо, яку енергію має такий імпульс, що розповсюджується у стрижні (моделі стрічкового конвеєра). Щільність кінетичної енергії у одиниці об'єму стрижня визначається величиною:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2, \quad (4)$$

щільність потенціальної енергії дорівнює:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon, \quad (5)$$

де $\varepsilon = \partial u / \partial x$, а $\sigma = E \cdot \varepsilon$, тоді:

$$U = \frac{1}{2} E \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2. \quad (6)$$

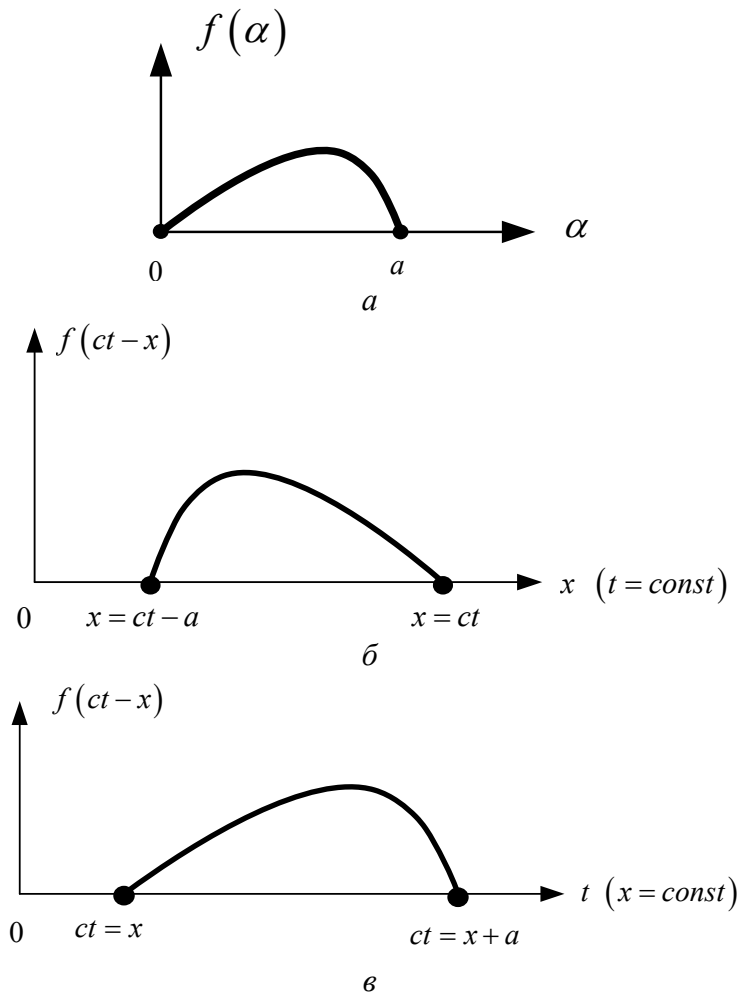


Рисунок 1. Просторово-часовий опис одновимірної хвилі

Оскільки u відмінне від нуля на проміжку $ct - a < x < ct$, тоді повні енергії матимемо інтегруванням по об'єму збудованої частини стрижня:

$$\bar{T} = \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot \int_{ct-a}^{ct} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dx, \quad \bar{U} = \frac{1}{2} E \cdot S \cdot \int_{ct-a}^{ct} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx. \quad (7)$$

Підставляючи у останні рівності $u = f(ct - x)$ й здійснюючи заміну змінної $ct - x = \alpha$, із врахуванням виразу для $c(l)$ матимемо:

$$\bar{T} = \bar{U} = \frac{1}{2} E \cdot S \cdot \int_0^a [f'(\alpha)]^2 d\alpha. \quad (8)$$

Зі співвідношення (8) випливає: 1) кінетична й потенційна енергія імпульсу рівні; 2) ці величини не змінюються з плином часу, оскільки права частина залежить тільки від форми імпульсу. Аналогічним чином можна розглянути імпульси, які рухаються у бік зменшення x й

подані другою складовою (3). Все зазначене вище переноситься без змін й на такі імпульси.

Наприклад, при значенні функції $f(\alpha)$:

$$f(\alpha) = u_0 \cdot \sin\left(\frac{\pi\alpha}{a}\right), \quad (9)$$

де u_0 – амплітуда силового імпульсу, що розповсюджується у вигляді переміщення вповдовж стрижня, маємо:

$$\bar{T} = \bar{U} = \frac{E \cdot S \cdot u_0^2}{a} \cdot \frac{\pi^2}{4} \quad (10)$$

1. Хвильові процеси у напівнескінченому й складному стрижні.

Зазвичай інженерний розв'язок задачі щодо визначення динамічних зусиль у стрічці конвеєра у пусковий період розшукують для останнього з абсолютно піддатливим й жорстким натяжним пристроєм [1].

У конвеєрі з піддатливим натяжним пристроєм (з вантажним натяжним барабаном біля привода) при прикладанні до стрічки силового імпульсу від привода вповдовж робочої її гілки розповсюджується хвиля деформації, котра збільшує натяг стрічки. Після обходу всього контуру стрічки, хвиля відбивається від натяжного пристрою й повертається до приводного барабану. Хвиля деформації, яка зменшує натяг у холостій гілці, спадає за рахунок ходи натяжного барабана. У конвеєрі з жорстким натяжним пристроєм при прикладанні до стрічки силового імпульсу від привода вповдовж робочої її гілки розповсюджується хвиля деформації, яка збільшує натяг, а вповдовж холостої гілки – хвиля деформації, яка зменшує натяг. Зустрічні хвилі накладаються одна на одну, обходять весь контур, відбиваються від привода й від границі робочої і холостої гілок стрічки конвеєра і т.д.

Для визначення динамічних зусиль у стрічці, на думку авторів даної роботи, недостатньо розглядати у пусковий період тільки прямі хвилі, як це зроблено у [1]. Слід детально вивчити процеси відбиття й заломлення виникаючих у стрічці конвеєра хвиль, а також на границі між холостою й робочою його гілками. При цьому спочатку методом теорії хвиль розглянемо процеси падіння й відбиття хвиль від вільного й закріпленого торців стрижня (стрічки конвеєра).

Розглянемо стрічку у вигляді напівнескінченого стрижня $0 < x < \infty$. Нехай у ньому якимось способом збуджений пружний імпульс з переміщенням $u = f(ct + x)$, який падає з нескінченності. На кінці $x = 0$ задана одна з двох умов: або $u = 0$ (закріплений кінець), або $\sigma = 0$, тобто $\partial u / \partial x = 0$ (кінець вільний від напружень).

У випадку закріпленого кінця повне хвильове поле (падаюче

плюс відбите) має вид:

$$u = f(ct + x) - f(ct - x) \quad (11)$$

і дає $u = 0$ при $x = 0$ й довільному t . Диференціюючи по x , знайдемо деформації і напруження:

$$\varepsilon = f'(ct + x) + f'(ct - x), \quad \sigma = E[f'(ct + x) + f'(ct - x)]. \quad (12)$$

Порівнюючи (11) й (12), бачимо, що на відміну від переміщень деформації і напруження при відбитті не змінюють знак. Якщо, наприклад, деформації (а відповідно, і напруження) у падаючому імпульсі були стискаючими, то й у відбитому вони мають той самий характер. Точнісінько так імпульс розтягу відбивається від закріпленого кінця стрижня у вигляді імпульсу розтягу.

Розглядаючи по аналогії відбиття від вільного кінця стрижня, можна впевнитись, що умові $\sigma|_{x=0} = 0$ задовольняє розв'язок:

$$\begin{cases} u = f(ct + x) + f(ct - x), \quad \varepsilon = f'(ct + x) - f'(ct - x), \\ \sigma = E \cdot \{f'(ct + x) - f'(ct - x)\}, \end{cases} \quad (13)$$

Тобто тепер переміщення не змінюють знака, а деформації і напруження змінюють знак при відбитті. Імпульс стискування відбивається від вільного кінця стрижня у вигляді імпульсу розтягу, а імпульс розтягу – у вигляді імпульсу стискування.

Розглянемо далі задачу про проходження імпульсу через границю розділу матеріальних властивостей стрічки конвеєра (тобто між холостою й робочою гілками). Для цього використаємо наступну модель стрижня.

Стрижень щільності ρ_1 (навантажена / робоча гілка конвеєра), котрий має модуль пружності E_1 , займає область $x < 0$. З ним жорстко з'єднаний стрижень з параметрами ρ_2, E_2 (холоста гілка конвеєра). Швидкості поздовжніх хвиль дорівнюють відповідно c_1 й (рис. 2, а). У першому стрижні у напрямку границі розділу (робочої c_2 та холостої гілок конвеєра) розповсюджується хвильовий імпульс $u_i = f(c_1 t - x)$. Що відбувається з ним після зустрічі з границею розділу $x = 0$? У першому стрижні крім падаючої хвилі з'явиться відбита $u_r = F(c_1 t + x)$, а у другому – хвиля, що пройшла через границю, $u_2 = g(c_2 t - x)$, котра розповсюджується, відповідно, зі швидкістю c_2 .

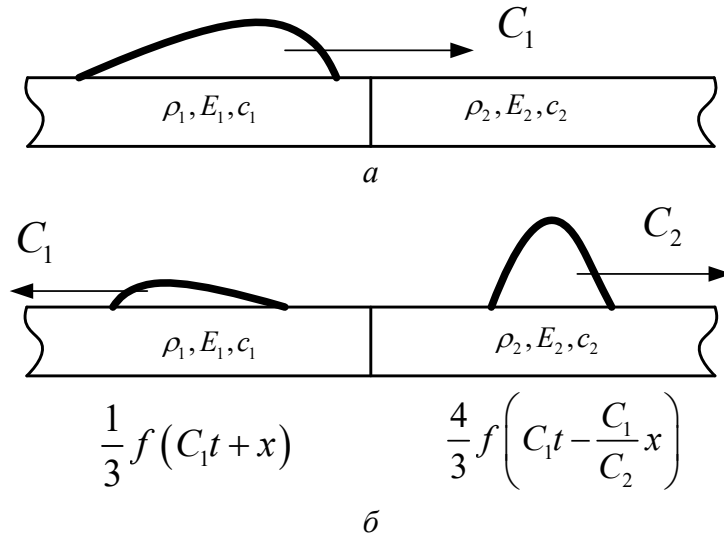


Рисунок 2. Проходження імпульсу через границю розділу матеріальних властивостей конвеєрної стрічки (границя між робочою й холостою гілками): *a* – падаючий імпульс; *b* – відбитий й імпульс, котрий пройшов через границю (заломлений), $\rho_1 = \rho_2$, $c_1 = 2c_2$.

Вимагаючи на границі $x = 0$ неперервності переміщень та напружень:

$$u_1 \Big|_{x=0} = u_2 \Big|_{x=0}, E_1 \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = E_2 \cdot \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad (14)$$

матимемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} f(c_1 \cdot t) + F(c_1 \cdot t) = g(c_2 \cdot t), \\ -E_1 \cdot f'(c_1 \cdot t) + E_1 \cdot F'(c_1 \cdot t) = -E_2 \cdot g'(c_2 \cdot t). \end{cases} \quad (15)$$

Помножимо друге рівняння на $c_1 \cdot dt$ й проінтегруємо по t від нуля до деякого поточного значення t . Оскільки переміщення на фронтах хвиль перетворюються у нуль, тоді, вважаючи $f(0) = g(0) = F(0) = 0$, матимемо:

$$\begin{cases} F(c_1 \cdot t) - g(c_2 \cdot t) = -f(c_1 \cdot t), \\ E_1 \cdot F(c_1 \cdot t) + E_2 \frac{c_1}{c_2} \cdot g(c_2 \cdot t) = E_1 \cdot f(c_1 \cdot t). \end{cases} \quad (16)$$

Звідки:

$$F(c_1 \cdot t) = \frac{(\chi_1 - \chi_2)}{(\chi_1 + \chi_2)} \cdot f(c_1 \cdot t), g(c_2 \cdot t) = \frac{2\chi_1}{(\chi_1 + \chi_2)} \cdot f(c_1 \cdot t), \quad (17)$$

де $\chi_1 = \rho_1 \cdot c_1$, $\chi_2 = \rho_2 \cdot c_2$ – величини, які називаються хвильовими опорами першого та другого середовища, відповідно.

Остаточний розв’язок поставленої задачі має вид:

$$\begin{cases} U_1 = f(c_1 \cdot t - x) + \frac{(\chi_1 - \chi_2)}{(\chi_1 + \chi_2)} \cdot f(c_1 \cdot t + x), \\ U_2 = \frac{2\chi_1}{(\chi_1 + \chi_2)} \cdot f\left[\frac{c_1}{c_2} \cdot (c_2 \cdot t - x)\right]. \end{cases} \quad (18)$$

У тому, що (18) задовольняє граничним умовам (14) можна впевнитись безпосередньою перевіркою. На рис. 2,б зображений розподіл переміщень у стрижні для випадку $\rho_1 = \rho_2$, $c_1 = 2c_2$, $\chi_1 = 2\chi_2$.

Перейдемо до аналізу отриманого розв’язку. При $\chi_1 = \chi_2$ відбита хвиля не виникає: хвильове поле у цьому випадку має вид:

$$u_1 = f(ct - x), u_2 = f\left[\frac{c_1}{c_2} \cdot (c_2 t - x)\right]. \quad (19)$$

Таким чином, якщо виконується рівність $\rho_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot c_2$ (середовища узгоджені по величині хвильових опорів), відбитих хвиль не існує і хвильова енергія повністю перейде від одного середовища до іншого. У найбільш загальному випадку виникає як відбита хвиля, так і та, що пройшла у інше середовище. Позначимо коефіцієнти у правій частині (18):

$$R = \frac{(\chi_1 - \chi_2)}{(\chi_1 + \chi_2)} = \frac{1 - k}{1 + k}, T = \frac{2}{1 + k}, k = \frac{\chi_2}{\chi_1} = \frac{\rho_2 \cdot c_2}{\rho_1 \cdot c_1}. \quad (20)$$

Величини R й T є відповідно коефіцієнтом відбиття й проходження за амплітудою.

Обчислимо за формулами, отриманими вище, повні енергії падаючого, відбитого й заломленого (того, що пройшов у інше середовище) імпульсів, вважаючи, що первісний імпульс U_1 має просторову протяжність a . Для енергії падаючого імпульсу у відповідності з (8) маємо:

$$W_i = \bar{T}_i + \bar{U}_i = E_1 \cdot S \cdot \int_0^a [f'(\alpha)]^2 d\alpha. \quad (21)$$

Енергія відбитого імпульсу дорівнює:

$$W_r = \left(\frac{1 - k}{1 + k}\right)^2 \cdot W_i. \quad (22)$$

Дещо складніше можна знайти енергію заломленого імпульсу.

Зазначимо, що у відповідності до (18) він матиме довжину $\frac{c_2}{c_1} \cdot a$.

Тому його енергія обчислюється за формулою:

$$W_2 = E_2 \cdot S \left(\frac{2}{1+k} \right)^2 \cdot \int_0^{(c_2/c_1) \cdot a} \left[f' \left(\frac{c_1}{c_2} \cdot \alpha \right) \right]^2 d\alpha = \frac{4k}{(1+k)^2} W_i. \quad (23)$$

Перевіркою можна показати, що $W_r + W_2 = W_i$ сума енергій заломленого і відбитого імпульсів дорівнює енергії падаючого.

Для завершення з'ясуємо коефіцієнти відбиття й проходження за енергією:

$$R^* = \frac{W_r}{W_i} = \left(\frac{1-k}{1+k} \right)^2, \quad T^* = \frac{W_2}{W_i} = \frac{4k}{(1+k)^2}, \quad (24)$$

як функції відношення хвильових опорів k .

При $k=0$ маємо $R^*=1, T^*=0$, тобто вся енергія відбивається у перше середовище, причому у відбитій хвилі переміщення мають той самий знак. Зрозуміло, що цей граничний випадок відповідає відбиттю від вільного торця. При збільшенні k зростає частка енергії, яку переносить у друге середовище заломлена хвиля, і зменшується енергія відбитої хвилі до тих пір, поки при $k=1$ відбита хвиля взагалі не зникне. При подальшому збільшенні k величина R^* прямує до одиниці, а $T^* \rightarrow 0$. Однак тепер переміщення у відбитій хвилі протилежне за знаком тому, що було у падаючій хвилі, як у випадку відбиття від закріпленого торця.

Нижче, на графіку (рис. 3) подані залежності коефіцієнтів відображення $R(k)$ і проходження $T(k)$ хвилі зміщення від хвильового імпедансу k . На графіку (рис. 4) подані залежності коефіцієнтів відображення $R^*(k)$ і проходження $T^*(k)$ енергії, яку переносить хвиля зсуву від хвильового імпедансу k .

Крім того, за формулами (18) на графіках (рис. 5, 6) подані залежності U_1 й U_2 як функції t при $L=100$ м (довжина робочої / холостої гілки конвеєра) при наступних значеннях параметрів:

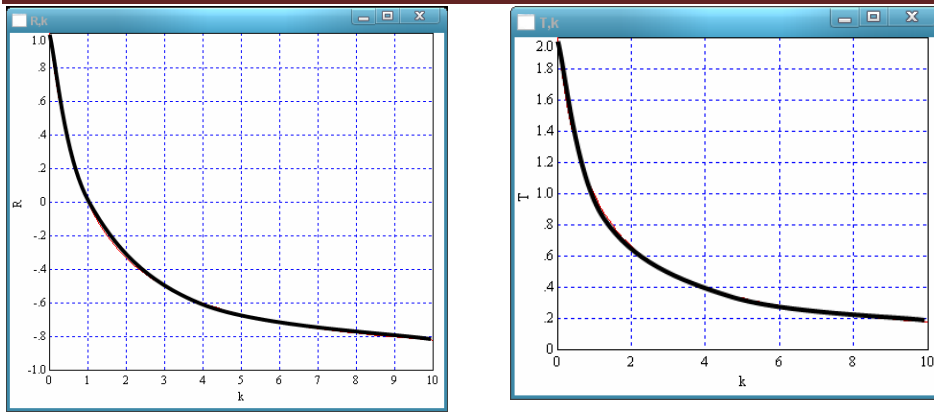


Рисунок 3. Залежності коефіцієнтів відображення $R(k)$ і проходження $T(k)$ хвилі зміщення від хвильового імпедансу k

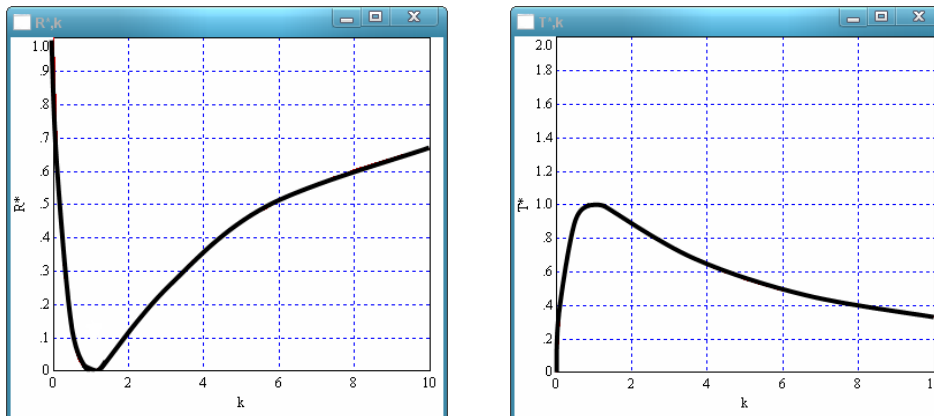


Рисунок 4. Залежності коефіцієнтів відображення $R^*(k)$ і проходження $T^*(k)$ енергії, яку переносять хвиля зсуву від хвильового імпедансу k

- а) навантажена/робоча гілка – $c_1 = 42,9$ м/с; $\rho_1 = 5,44 \cdot 10^3$ кг/м³;
- б) холоста гілка – $c_2 = 70,7$ м/с; $\rho_2 = 2 \cdot 10^3$ кг/м³. Слід зазначити, що ширина стрічки конвеєра $b = 1$ м, а її товщина – 8×10^{-3} м.

У якості профілю падаючої хвилі обрана наступна залежність:

$$U_1(t) = U_0 \cdot \sin \left[\frac{\pi}{a} (c_1 t - L) \right] + \left(\frac{k-1}{k+1} \right) U_0 \cdot \sin \left[\frac{\pi}{a} (c_1 t + L) \right], \quad (25)$$

для амплітуди 0,1 м й протяжності падаючого імпульсу (хвильового) у просторі $a = \{10^{-1}; 1\}$ м. Для відбитого хвильового імпульсу обрана наступна залежність (у часі t) при $x = L$:

$$U_2(t) = \frac{2k}{(1+k)} \cdot U_0 \cdot \sin \left[\frac{\pi}{a} \cdot \frac{c_1}{c_2} (c_2 t - L) \right]. \quad (26)$$

При цьому у формулах (25) й (26) $k = 1,65$ (для введених вище параметрів ρ_1, c_1, ρ_2, c_2).

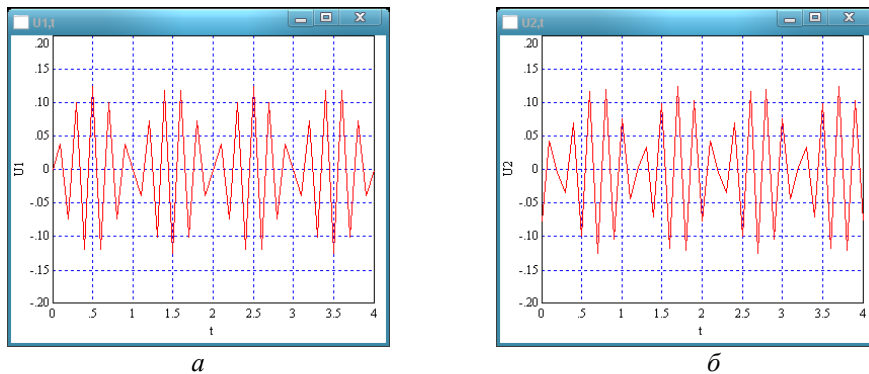


Рис. 5. Зсув при падінні на межу розділу при $U_0 = 0.01m$, $a = 0.1m$:

а) – навантажена гілка; *б*) – холоста гілка

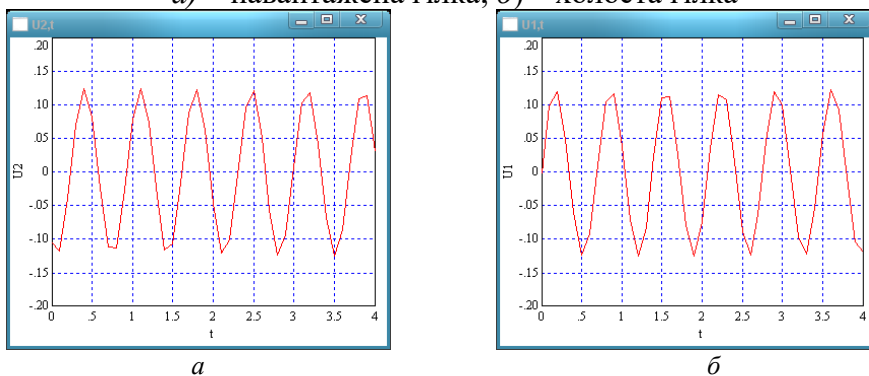


Рис. 6. Зсув при падінні на межу розділу при $U_0 = 0.1m$, $a = 1m$:

а) – навантажена гілка; *б*) – холоста гілка

Висновки.

1. У роботі обґрунтована дискретно-континуальна модель для динамічного аналізу хвильових процесів, які виникають у стрічкових конвеєрах у моменти їх пуску.
2. Досліджені хвильові процеси, які виникають у робочій та холостій гілках конвеєра при проходженні силового імпульсу через їх границю розділу, а також детально вивчені закони, які визначають повне хвильове поле (падаючого + відбитого хвилеутворень) від закріпленого й вільного кінців стрижня (моделі стрічкового конвеєра) й значення деформацій та напружень для кожного з цих випадків. Зокрема, встановлено, що при взаємодії хвилі з закріпленим торцем стрічки деформації та напруження не змінюють свого знаку, а переміщення – змінює у процесі відбиття імпульсу. При взаємодії хвилі з вільним торцем стрічки, навпаки, деформації та напруження змінюють свій знак у процесі відбиття (хвилі), а переміщення – ні.

3. Визначені залежності коефіцієнтів відбиття (R) й проходження (T) хвилі по амплітуді від $k = \frac{\chi_2}{\chi_1} = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1}$, тобто від відношення хвильових опорів робочої (χ_1) й холостої (χ_2) гілок конвеєра, а також залежності $R^*(k), T^*(k)$, які визначають коефіцієнти відбиття (R^*) та проходження (T^*) по енергії хвильового імпульсу, що виникає у стрічці конвеєра у процесі його пуску.
4. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку стрічкових конвеєрів у процесах їх пуску, котрі враховують виникаючі у таких системах хвильові процеси (хвилеутворення).

ЛІТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф. К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин /Ф. К. Иванченко и др. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
2. Жарий О.Ю. Введение в механику нестационарных колебаний и волн / О.Ю. Жарий, А.Ф. Улитко. – К.: Вища школа, 1989.–184 с.
3. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z - преобразования / Г. Деч.– М.: Наука, 1971.–288 с.
4. Слепян Л. И. Интегральные преобразования в нестационарных задачах механики / Л.И. Слепян, Ю.С. Яковлев. – Л.: Судостроение, 1980. – 343 с.
5. Харкевич А.А. Неустановившиеся волновые явления / А.А. Харкевич. – М.; Л.: ГИТТЛ, 1950. – 202 с.
6. Pao Y.H. Determination of transient responses of a thick-walled spherical shell by the ray theory / Y.H. Pao, A.N. Ceranoglu // Transactions of ASME. Journal of applied mechanics. – 1978. – V. 45, №1. – p. 114 – 122.
7. Kromm A. Zur ausbreitung von stobwellen in krei-sloscheiben / A. Kromm//Z. Angew. Math. Mech. – 1948. – V. 48, Nr. 4 – S.104-114.
8. Кольский Г. Волны напряжения в твердых телах / Г. Кольский. М.: Изд-во иностр. лит., 1955. – 192 с.
9. Бреховских Л.М. Введение в механику сплошных сред / Л.М. Бреховских, В.В. Гончаров. – М.: Наука, 1982. – 335 с.

УДК 621.876

Семенюк В.Ф., д.т.н.; Вудвуд А.Н.

Одесский национальный политехнический университет

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА

Аннотация. В работе рассмотрено неустановившееся движение (пуск и остановка) мостового крана, его динамическая модель. Получено аналитическое выражение для определения динамических нагрузок в приводе крана.

Ключевые слова: динамика, торможение, кран, движущиеся массы, упругое звено.

Анотація. В роботі розглянуто несталий рух (пуск і зупинка) мостового крана, його динамічна модель. Отримано аналітичний вираз для визначення динамічних навантажень в приводі крана.

Ключові слова: динаміка, гальмування, кран, рухомі маси, пружна ланка.

Zusammenfassung. Die unstete Bewegung (Start und Stopp) eines Brückenkrans, dessen dynamisches Modell, wird in der Arbeit berücksichtigt. Ein analytischer Ausdruck wird erhalten, um die dynamischen Lasten im Kranantrieb zu bestimmen.

Stichwörter: Dynamik, Bremsen, Kran, bewegte Massen, elastische Verbindung.

Постановка проблемы.

Механизмы передвижения грузоподъемных кранов в периоды неустановившегося движения (пуск или остановка) испытывают динамические нагрузки. Эти нагрузки возникают в связи с наличием в механизмах больших движущих масс и достигают по сравнению со статическими нагрузками больших значений.

В механизмах передвижения наибольшими массами обладают: ротор двигателя, моторные и тормозные муфты, поступательно движущиеся и вращающиеся элементы крана (тележка или кран, ходовые колеса).

Установлено [1], что около 80% отказов грузоподъемных машин в основном связано с динамическими нагрузками, которые приводят к усталостному разрушению несущих металлоконструкций кранов и деталей механизмов, повышенному изнашиванию трущихся поверхностей деталей, появлению недопустимых остаточных деформаций и т.п. Поэтому определение и учет при проектировании

кранов динамических нагрузок позволяют повысить надежность работы кранов.

Динамические расчеты необходимы для определения параметров, влияющих на величину динамических нагрузок, и разработки механизмов и крана в целом с такими параметрами, которые снижали бы эти нагрузки, увеличивая при этом долговечность металлоконструкции и механизмов крана.

Анализ современных исследований.

Определению динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения кранов мостового типа посвящено много работ. Это, в первую очередь работы М.С. Комарова [2], В.Ф. Гайдамаки [3], Н.А. Лобова [4], Л.Я. Будикова [5], С.И. Шевченко [6,7]. В этих работах используются многомассовые расчетные схемы и, соответственно, системы дифференциальных уравнений, описывающие движение масс моста, масс вращающихся частей привода, массы тележки, массы груза. Общее решение такой системы дифференциальных уравнений возможно только при использовании численных методов решения, что усложняет проведение анализа влияния отдельных параметров крана на величину динамических нагрузок. Это затрудняет разработку конструктивных и технологических мероприятий, направленных на снижение уровня динамических нагрузок крана и увеличение срока службы его основных элементов: металлоконструкции, ходовых колес, тормозных устройств, подкрановых рельсов.

Постановка задачи.

Целью данной работы является аналитическое определение динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения мостового крана.

Изложение основного материала.

Анализ выполненный в работе [2], показывает, что в механизме передвижения мостовых кранов наибольшими массами обладают: ротор двигателя и перемещающиеся части крана. Передачи механизма: зубчатые колеса, валы, обладают сравнительно малыми массами. Поэтому расчетную схему механизма передвижения можно представить в виде двух масс, соединенных упругим звеном (рисунок - 1). Упругое звено представляет собой механические передачи от двигателя к элементу, непосредственно перемещающему кран, то есть валы (главным образом), зубчатые колеса, муфты.

На рисунке – 1 представлена расчетная схема крана при торможении механизма передвижения.

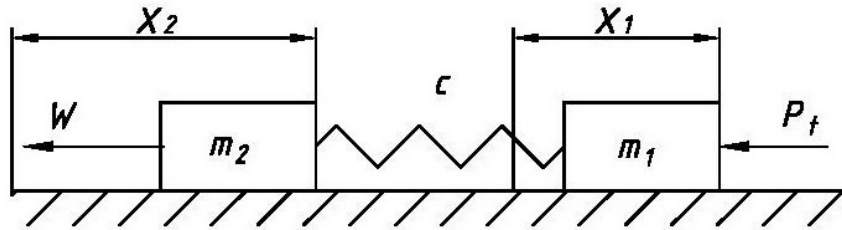


Рисунок – 1. Расчетная схема мостового крана при торможении механизма передвижения.

В данной расчетной схеме не учитывается:

- влияние раскачивания груза при торможении;
- наличие демпфирования в приводе и металлоконструкции крана;
- наличие зазоров в приводе.

Принято, что сила сопротивления передвижению постоянна, а пробуксовка колес отсутствует.

Движение масс, представленных на рисунке - 1 описывается системой дифференциальных уравнений:

$$m_1 \ddot{x}_1 - c(x_2 - x_1) = -P_t; \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c(x_2 - x_1) = -W; \quad (2)$$

где, m_1 – приведенная масса вращающихся частей двигателя (ротор, моторные и тормозные муфты);

m_2 – приведенная масса поступательно движущихся и вращающихся элементов крана (тележка или кран, ходовые колеса);

x_1 – координата массы m_1 ;

x_2 – координата массы m_2 ;

c – приведенная жесткость элементов передачи (главным образом валов) механизма передвижения крана;

P_t – сила торможения;

W – статическое сопротивление передвижению тележки или крана.

Сила воспринимаемая упругим звеном механизма передвижения, будет равна:

$$F = c(x_2 - x_1) \quad (3)$$

Для определения величины $(x_2 - x_1)$ воспользуемся методикой М.С. Комарова [2] и преобразуем систему дифференциальных уравнений (1) и (2) в одно дифференциальное уравнение. Для этого умножим уравнение (1) на m_2 , а уравнение (2) на m_1 , и вычтем из второго уравнения первое. После преобразования получим:

$$(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + c \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} (x_2 - x_1) = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}; \quad (4)$$

Решение уравнения (4) представим в виде:

$$(x_2 - x_1) = A \cos pt + B \sin pt + (x_2 - x_1)^*, \quad (5)$$

$$\text{где, } P = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \cdot c}, \quad (6)$$

Частное решение $(x_2 - x_1)^*$ будет равно:

$$(x_2 - x_1)^* = \left(\frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \div \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} c, \quad (7)$$

$$\text{или } (x_2 - x_1)^* = \frac{P_t m_2 - W m_1}{c(m_1 + m_2)}, \quad (8)$$

С учетом (8) уравнение (5) запишется:

$$(x_2 - x_1) = A \cos pt + B \sin pt + \frac{P_t m_2 - W m_1}{c(m_1 + m_2)}, \quad (9)$$

Начальные условия при $t = 0$ примем следующие:

$$x_2 - x_1 = 0;$$

$$\dot{x}_2 - \dot{x}_1 = 0.$$

При этом:

$$(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = -pA \sin pt + pB \cos pt, \quad (10)$$

Подставляя начальные условия в уравнения (5) и (10), найдем:

$$A = -\frac{P_t m_2 - W m_1}{c(m_1 + m_2)}, \quad (11) \quad B = 0. \quad (12)$$

После подстановки значений A и B в уравнение (9), получим:

$$(x_2 - x_1) = \frac{P_t m_2 - W m_1}{c(m_1 + m_2)} (1 - \cos pt), \quad (13)$$

Сила, воспринимаемая упругим звеном механизма передвижения, с учетом (13) будет равна:

$$F = c(x_2 - x_1) = \frac{P_t m_2 - W m_1}{(m_1 + m_2)} (1 - \cos pt), \quad (14)$$

Выражение (14) позволяет аналитически определить динамические нагрузки, возникающие при торможении механизма передвижения мостового крана, и предпринять конструктивные меры для снижения уровня динамической нагруженности крана.

Выводы.

Для снижения динамических нагрузок при торможении механизма передвижения крана необходимо:

1. Регулировать силу торможения крана.

2. Уменьшать массу тележки и крана путем:
 - применения ферменных металлоконструкций вместо сплошностенных;
 - использования гнутых профилей для изготовления металлоконструкций;
 - применения легких сплавов.
3. Уменьшать момент инерции ротора электродвигателя привода механизма передвижения путем:
 - применения нескольких двигателей с суммарной мощностью равной мощности одного приводного двигателя, что снижает момент инерции ротора;
 - использования двигателей с облегченными роторами.
4. Использовать муфты с переменной жесткостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование»/ М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др.: - М.: Машиностроение, 1985. – 400с. ил.
2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин, М-К.: Машгиз. 1962 – 267с. ил.
3. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. Учебник. - Киев: «Вища школа», 1989. — 328 с.: ил.
4. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232с. ил.
5. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа: Монография //Луганск: изд-во СНУ им. В. Даля, – 2003. – 201с.
6. Шевченко С.І. Зниження динамічних навантажень кранів мостового типу шляхом застосування гальмових обладнань із самопідсиленням. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» №4 2008.// Дніпропетровськ: Вид-У ДПТ, 2008. - С. 38-46.
7. Старченко В.Н., Шевченко С.І., Кобзева Л.І., Мушкаев Я. В., Игнатъев О.Л. Підвищення ефективності роботи мостового крана в процесі гальмування// Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – №5(123). – С. 112-117.

УДК 621.01

Погребняк Р.П., к.т.н.

Національна металургійна академія України

**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ
СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХВАТА****За результатами конференції «Механіка машин - основна
складова прикладної механіки», присвяченій пам'яті
С.М. Кожевнікова**

Анотація. Виконаний структурний аналіз механізму кулісного захвата як механізму змінної структури із зовнішніми зв'язками. Виконаний пошук надлишкових зв'язків та їх усунення у внутрішніх та зовнішніх контурах механізму. Запропоновані раціональна схема та модель захвата без надлишкових зв'язків.

Виконаний у безрозмірній формі кінематичний аналіз і геометричний синтез механізму кулісного захвата. За критерії оптимального синтезу вибрані відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки та кут тиску. Отримані аналітичні залежності і графіки допомагають вибрати основні розміри та розташування ланок кулісного захвата. Доведено існування найоптимальнішого кута розвалу куліси.

Ключові слова: надлишкові зв'язки, зовнішні зв'язки, швидкісна функція, кут тиску.

Аннотация. Выполнен структурный анализ механизма кулисного схвата как механизма переменной структуры с внешними связями. Выполнен поиск избыточных связей и их устранение во внутренних и внешних контурах механизма. Предложены рациональная схема и модель схвата без избыточных связей.

Выполнен в безразмерной форме кинематический анализ и геометрический синтез механизма схвата. Критериями оптимального синтеза выбраны отношение скорости зажимных губок к скорости ведущего звена и угол давления. Полученные аналитические зависимости и графики помогают выбрать основные размеры и расположение звеньев кулисного схвата. Доказано существование оптимального угла развала кулисы

Ключевые слова: избыточные связи, внешние связи, скоростная функция, угол давления.

Abstrakt. It is performed structural analysis of the mechanism of the gripping device with the connecting link as a mechanism with variable structure and with external connections. It is found and removed the redundant connections in the internal and external contours of mechanism.

It is proposed rational scheme and model of the gripping device without redundant connections.

It is made in the dimensionless form kinematic analysis and geometrical synthesis of mechanism of the gripping device with the connecting link. The ratio of the velocity of the clamping jaws to the velocity driving link and the angle of pressure are chosen as optimal criterions. Analytical functions and graphics help to choose the basic sizes and location of links of the mechanism of the gripping device with the connecting link. It is received the optimal angle of slope of the connecting link.

Keywords: *redundant connections, external connections, function of the velocity, angle of pressure.*

Вступ. Надійність і ефективність маніпулятора часто залежить від того, наскільки вдало обрана схема і конструкція захоплюючого пристрою(захвата). Відомо, що дефекти структури механізмів визначаються закладеними в кінематичних ланцюгах локальними і структурними надлишковими зв'язками (далі НЗ), а експлуатація механізмів з шкідливими надлишковими зв'язками нерідко роблять нездатним механізм до тривалої роботи без поломок. Наявність у механізмах НЗ вносить статичну невизначеність в схему, а під час роботи машини породжує виникнення додаткових навантажень, що не викликані дією зовнішніх сил. Зборка механізмів з дефектами структури без примусу можлива тільки при високій точності виготовлення деталей і рухливих з'єднань, наявності регульовальних пристроїв. Рух механізму з дефектами структури можливий за наявності зазорів або за рахунок деформації ланок. Наявність шкідливих НЗ в схемі механізму і відсутність самовстановлення неприпустимо, тому пошуки і усунення шкідливих НЗ має бути ще на стадії проектування першорядною турботою конструктора.

Суттєво важливо щоб вихідні ланки захвата мали невеликі швидкості та пришвидшення, відношення швидкостей вихідної та вхідної ланки було мінімальним, а механізм працював без заклинювання і з високим ККД у широкому діапазоні розмірів тіл, що затискаються.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Структурний аналіз механізму захвата вимагає відмови від традиційної структурної теорії ідеальних механізмів з внутрішніми зв'язками і застосування універсальної структурної теорії О.Озолса [1], побудови наочної структурної схеми (або графів Л.М.Решетова [2]), що полегшує пошуки і усунення НЗ - найважливішого структурного критерію механізму.

Кінематичний аналіз та синтез механізму захвата зручно виконувати в безрозмірній формі, вибравши за критеріальний параметр

швидкісну функцію - відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки

$$U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{P_p}{P_c} \quad (1)$$

(P_p – рушійна сила, P_c – сила опору), при цьому енергетичні витрати тим менше, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U_{CA} \rightarrow 1$ [3]. Подібні критерії якості передачі руху використані в роботах [4,5,6].

Задача проектування схеми кулісного захвату без надлишкових зв'язків, енергетично раціонального та без динамічних перевантажень і з високим ККД є доцільною і актуальною.

Основний матеріал та результати досліджень.

Шестиланковий механізм захвата з кулісою що рухається поступально(рис.1,а), використовують для затиску плоских і циліндричних деталей плоскими або профільними губками. Похилі напрямні куліси 2, що рухається поступально, через пару повзунів 3 і 4 впливають на коромисла 5 і 6, що несуть затискні губки.

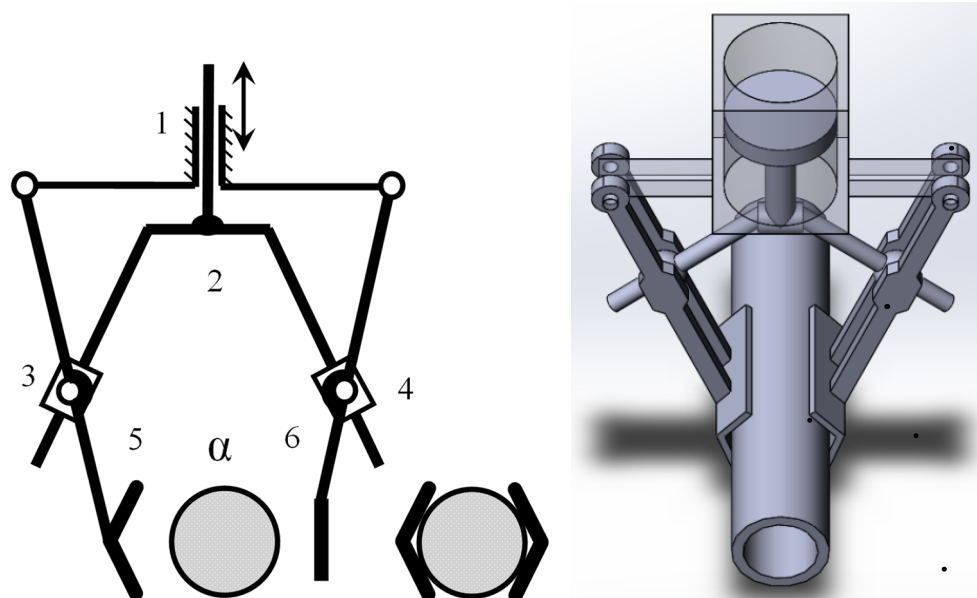
Структурний аналіз. Механізми захватів працюють в режимі періодичної дії й відносяться до механізмів змінної структури, тому структурний аналіз захвата виконують по побудованих структурних схемах плоского зображення механізму за О. Озолсом в два етапи - до затиску, та в момент затиску об'єкта. Механізми захватів містять зовнішні зв'язки та їх рухливість W розглядають двояко: ізольовано від зовнішніх сил, з якими ланки мають зовнішні зв'язки (W_ϕ), і в робочому стані, коли діють зовнішні зв'язки ($W_{роб}$). Перший випадок відповідає стану механізму захвата до початку затиску об'єкта, другий - коли починається процес затиску об'єкта губками; потім структура механізму змінюється, губки з об'єктом утворюють як би одне ціле, відносний рух ланок захвата припиняється і далі рука маніпулятора починає виконувати свої функції.

Далі позначено: n - число ланок механізму; p - загальне число з'єднань; k - число замкнутих змінюваних контурів у схемі; S_i, S_a, S - число внутрішніх, зовнішніх і загальне число накладених зв'язків; $\sigma_i, \sigma_a, \sigma$ - число внутрішніх, зовнішніх і загальне число НЗ; f - загальне число рухомостей всіх з'єднань; $W, W_\phi, W_{роб}$ - загальна, фактична і робоча рухливість механізму; W_a - число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків. На схемах арабськими цифрами позначені ланки, римськими – клас(число зв'язків) кінематичних пар.

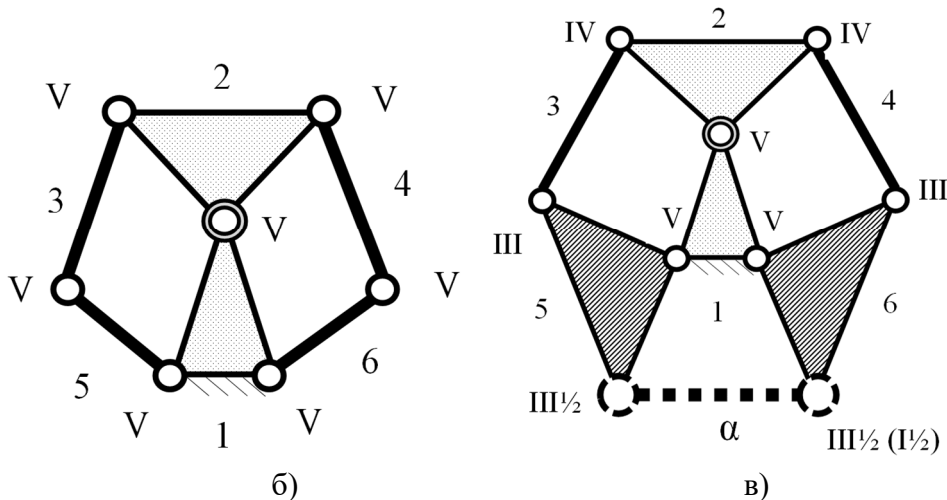
Перший етап - до затиску деталі губками (рис.1,б). Схема має п'ять рухомих ланок, два симетричних контури $k = 2$, сім внутрішніх однорухомих з'єднань $p_1 = 7$, одну ступінь свободи $W = 1$, $n = 6$. За відомою формулою Озолса

$$\sigma = W + 6k - f, \quad (2)$$

де загальне число рухомостей всіх з'єднань складе $f = 7 \cdot 1 = 7$, знайдемо $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 7 = 6$ надлишкових зв'язків, які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 у кожному. У контурах 1-2-3-5 і 1-2-4-6 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3(2-4) «повзун-куліса» буде мати місце натяг трьох видів.



а)



б)

в)

Рисунок 1– Кінематична(а) і структурні(б, в) схеми механізму кулісного захвата на різних етапах роботи

Позбавитися більшості внутрішніх НЗ можливо заміною однорухомих з'єднань 1-2, 3-2, 4-2, 3-6 та 4-6 з кулісою на дворухомі циліндричні з'єднання, при цьому у вузлах сполуки повзунів замість

$(5+5)=10$ зв'язків залишиться $(4+4)=8$, загальна рухомість всіх кінематичних пар складе $f = 2 \cdot 1 + 5 \cdot 2 = 12$, кількість внутрішніх НЗ складе $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 12 = 1$. Можливі інші рішення[7].

Другий етап - затиск заготовки (рис.1, в). Наявність у схемі крім внутрішніх зв'язків ще і зовнішніх потребує для аналізу застосування узагальненої структурної формули, що дозволяє встановити кількість у схемі зовнішніх НЗ. Як показано в роботі [1] необхідні розрахунки ведемо за залежностями:

$$W_{роб} = c + b + d, \quad (3)$$

$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{роб}) + W_a - S_{ai}]. \quad (4)$$

Тут: S_{ai} - число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму[3]; c, b, d - число основних, додаткових місцевих рухомостей та число динамічних зв'язків.

Затиск деталі a утворює ще один незалежний контур 1-6- a -5, а механізм стає нерухомим $W_{роб} = 0$. Якщо губки захвата виконані у вигляді двох призм(рис.1, а, вузол праворуч), то кожна з них при затиску накладає по $3\frac{1}{2}$ зв'язка: геометричні двосторонні – вздовж вертикальної вісі, навколо поперечної та поздовжній осей і один однобічний неутримуючий[8], рівняння якого описуються нерівністю. Тертям між губками і заготовкою зовнішні з'єднання накладають ще два голономних фрикційних зв'язка, які здатні передати силу і момент вздовж та навколо поздовжньої вісі. Фактична рухомість механізму, який позбавлений дії зовнішніх зв'язків до затискання, $W_\phi=1$. $W_a=6$, тому що деталь рухливість втратила повністю, $S_{ai}=1$ – зв'язок, який одночасно позбавив єдиної рухомості механізм та наклав обмеження на зовнішнє тіло. Тоді за залежністю (3) зовнішній контур має $\sigma_a=(3,5 \cdot 2+2)-[(1-0)+6-1]=3$ НЗ. Якщо базування виконане по одній з призм, то інша утворить натяг по вертикальній вісі та два реактивних натяги навколо вертикальній та поперечної вісі.

Зменшити кількість зовнішніх НЗ можливо зміною форми контактуючих поверхонь губок. Якщо одну з губок виконати плоскою(рис.1, а), то пара 6- a замість $3\frac{1}{2}$ накладає тільки $1\frac{1}{2}$ зв'язка, загальне число зовнішніх зв'язків зменшиться до $S_a=(3,5+1,5)+2=7$, а число зовнішніх НЗ - до однієї ($\sigma_a=7-[(1-0)+6-1]=1$, залишиться можлива непаралельність вісі зовнішнього тіла та плоскої губки). Цей НЗ може бути ліквідований введенням в схему розвантажувального з'єднання[2], здатного компенсувати цю непаралельність.

Кінематичний синтез. Виберемо спочатку габарити ланок так, щоб «теоретична» куліса (зображена на схемі пунктиром) була дотичною до кола радіуса $r=\text{const}$ і становила з вертикальною віссю куліси кут α , рівний половині кута 2α розвалу куліси. Введемо в

розрахунок безрозмірні величини віднесені до параметра e «теоретичної» куліси:

$$\lambda = \frac{r}{e}, k = \frac{l}{e}, \sigma = \frac{S_A}{e} \quad (1)$$

і побудуємо в довільному масштабі плани швидкостей і пришвидшень для обраного положення механізму (рис.2).

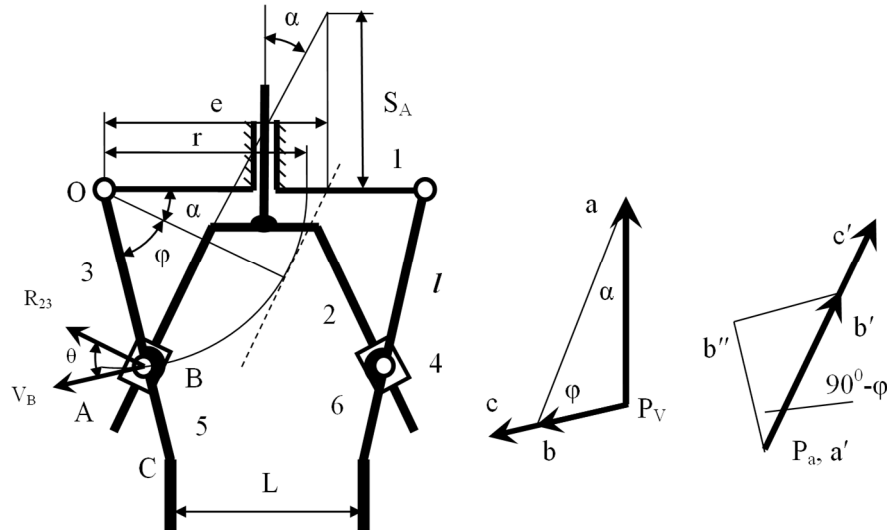


Рисунок 2 – Кінематична розрахункова схема і плани швидкостей та пришвидшень стрижньового кулісного механізму захвата

З кінематичної схеми і геометричних співвідношень маємо:

$$\cos \alpha = \frac{r}{e} = \lambda ; \sin \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2} ;$$

$$\cos \varphi = \frac{r - S_A \sin \alpha}{r} = 1 - \sigma \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1 - \frac{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda} ;$$

$$\sin \varphi = \frac{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda} \sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1} ; \operatorname{ctg} \varphi = \frac{\frac{\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}} .$$

З плану швидкостей і теореми синусів слідує:

$$U_{BA} = \frac{V_B}{V_A} = \frac{\sin \alpha}{\sin \varphi} = \frac{\lambda}{\sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}} \quad (2)$$

$$U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{k}{\sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}}. \quad (3)$$

Прийmemo $V_A = \text{const}$ і з планів швидкостей і пришвидшень знайдемо кутову швидкість і кутове пришвидшення:

$$\omega_5 = \frac{V_B}{r} = \frac{V_A}{S_A} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}},$$

$$\varepsilon_5 = \frac{V_B^2}{r^2} \text{ctg} \varphi = \frac{V_A^2}{S_A^2} \cdot \frac{\frac{\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}{\left(\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1\right)^{3/2}}.$$

З отриманих формул видно, що функція U_{CA} існує, якщо $\sigma < \frac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}$

і $\lambda < 1$ та залежна від трьох відносних змінних. На рис. 2 для конструктивно виправданого $k=1,6$ представлена графічна залежність у вигляді 3D графіка у діапазоні існування дійсних та реальних прийнятих відносних параметрів. Щоб полегшити вибір λ і σ та їх співвідношення поверхня $U_{CA}(\lambda, \sigma)$ перетнута площиною $U_{CA}=1$. Лінія перетну вказує на існування можливих співвідношень відносних параметрів синтезу механізму за цим критерієм і може бути представлена у вигляді рішення неявного рівняння

$$U_{CA}^2 \left(\frac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}} - \sigma \right) \sigma = k^2, \quad (4)$$

яке має вигляд

$$\lambda(\sigma) = \frac{U_{CA}^2 \sigma^2 + k^2}{\sqrt{U_{CA}^4 \sigma^4 + 4U_{CA}^4 \sigma^2 + 2U_{CA}^2 \sigma^2 k^2 + k^4}} \quad (5)$$

Введемо додаткові обмеження за максимально допустимим кутом тиску, щоб уникнути заклинювання механізму чи роботи з низьким ККД. Кут між вектором реакції R_{23} та вектором швидкості точки В V_B визначимо з рівнянням

$$\theta = \left| \frac{\pi}{2} - \arccos(\varphi) \right| \quad (6)$$

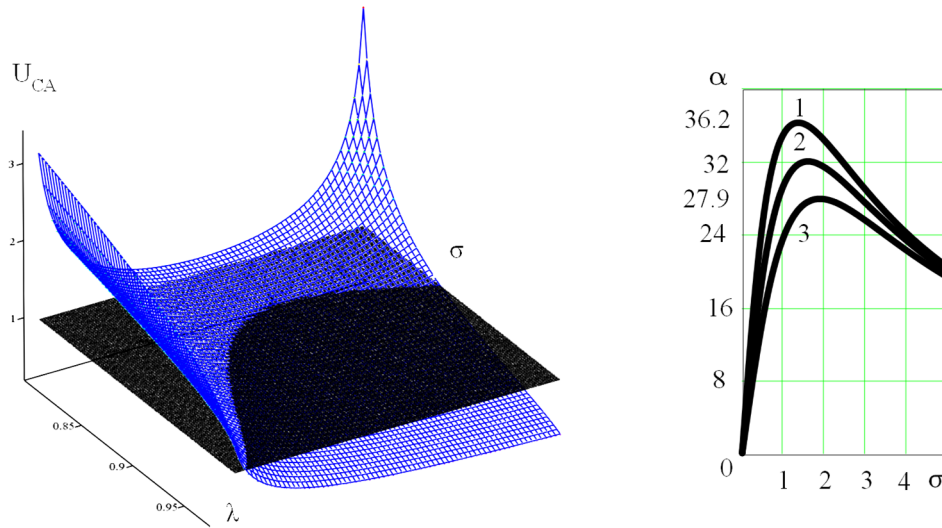


Рисунок 3 – Перетин поверхні $U_{CA}(\lambda, \sigma)$ площиною $U_{CA}=1$ в області існування дійсних та позитивних рішень

Для синтезу напрямних важільних механізмів приймемо $[\theta] \leq 45^\circ$ [9], тоді для цього механізму параметр σ повинен знаходитися в діапазоні $3,87 \geq \sigma \geq 0,665$, що відповідає куту $\alpha \geq 23,8^\circ$ ($\lambda=0,915$).

З ростом σ φ постійно зростає, а найкращий кут тиску $\theta=0^\circ$ знаходиться в положенні, що відповідає $\sigma=1,61$. Як видно функція має локальний максимум кута α , який для $U_{CA}=1$, має значення $\alpha=32^\circ$, що відповідає значенням $\lambda=0,848$ і $\sigma=1,61$. Таким чином кут розвалу куліси повинен знаходитися в діапазоні $23,8^\circ \leq \alpha \leq 32^\circ$ ($0,915 \geq \lambda \geq 0,848$).

Для якісної оцінки змінення швидкості та пришвидшення точки С вихідної ланки введемо для аналізу відносних величин кутової швидкості

$$\frac{\omega_5}{V_A} = U_\omega = \frac{\lambda}{r \cdot \sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\sigma \sqrt{1-\lambda^2} - 1}}$$

$U_\varepsilon = \frac{dU_\omega}{d\sigma}$ коромисла 5. Як видно на побудованих по цим залежностям графіках(рис.4,а) для $\sigma=1,61$ значення цих параметрів мінімальні чи рівні нулю. Очевидно, що конструювання механізму з параметром приблизно $\sigma > 1,4$ за цими показниками, де їх значення не екстремальні і суттєво не зростають, більш раціонально.

Таким чином найоптимальнішою схемою захвата за критеріями швидкісної функції, кута тиску та кінематичними показниками руху коромисла слід вважати механізм з параметрами $\sigma=1,61$, $\lambda=0,848$ ($\alpha=32^\circ$)(рис.4,б).

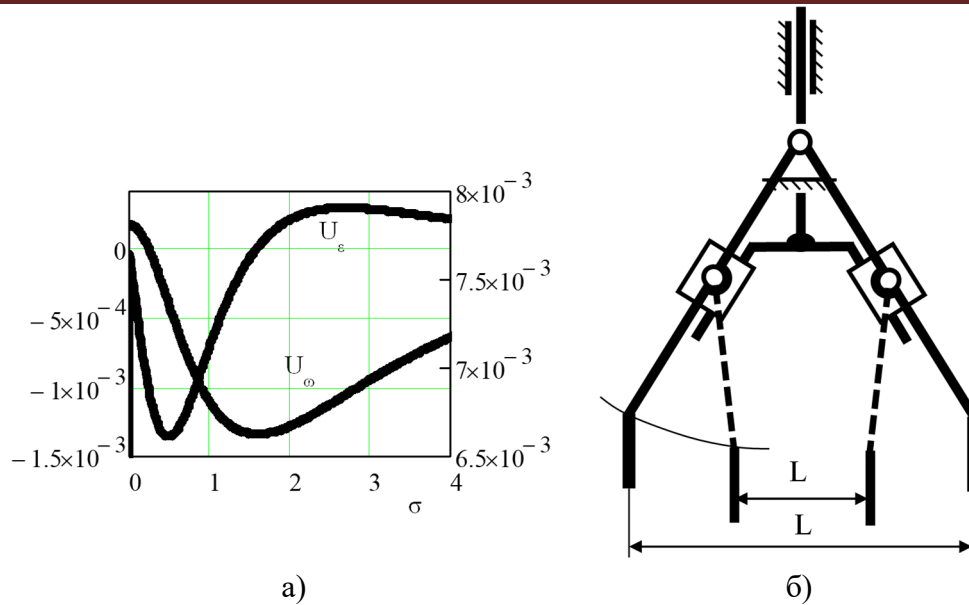


Рисунок 4 – Відносні кутові кінематичні параметри руху коромисел (а), схема механізму з найоптимальнішими параметрами ($\sigma = 1,61$, $\lambda = 0,848 (\alpha = 32^\circ)$) (б)

Висновки. Надійність механізмів захватів істотно залежить від правильності будови механізму, пошуку та усунення шкідливих надлишкових зв'язків.

Специфіка найбільш поширених механізмів захватів: змінна структура, мало вивчені зовнішні зв'язки, механізми зазвичай спарені з великим числом надлишкових зв'язків.

Після усунення внутрішніх надлишкових зв'язків необхідний аналіз схеми зі зміненою структурою коли накладаються зовнішні, в тому числі і дробові зв'язки, і утворюється ще один незалежний контур. Для їх виявлення та усунення зручно застосувати узагальнену структурну формулу О.Озолса.

Виконаний кінематичний синтез геометричних параметрів стрижньового механізму захвата з V-подібною кулісою за критеріями швидкісної функції, кута тиску та мінімальними швидкостями і пришвидшеннями ведених ланок.

Доведено існування найоптимальнішого кута розвалу куліси, який за критеріями швидкісної функції і нульового кута тиску, складає 32° .

ЛІТЕРАТУРА

1. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов/ О.Г.Озол - Рига,: Звайгзне, 1979, 360 с.

2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы/ Л.Н.Решетов - М.: Машиностроение, 1979, 334 с.
3. Кожевников С.Н. Аппаратура гидро, -пнеumo и электроавтоматики металлургических машин./ С.Н.Кожевников.- М-К.: Машгиз, 1961, 550 с.
4. Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров / Под ред. К.В.Фролова.- М. Машиностроение, 1988.- 232с.
5. Sutherland G. A Transmission Index for Spatial Mechanisms / G. Sutherland, B. Roth // ASME Journal of Engineering for Industry Transactions of ASME, Ser. B., Vol.95, 1973. &2. P.589-597.
6. Gosselin, C. Optimization of Planar and Spherical Function Generators as Minimum-Defect Linkages./ C. Gosselin, , C. Angeles. - Mech. and Mach. Theory.Vol.24, No.4, 1986, pp.293-307.
7. Погребняк Р.П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів/ Р.П.Погребняк // Металлургическая и горнорудная промышленность. Дніпропетровськ, 2015. -№ 7(296).- С.91-95.
8. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики Т.II. Динамика. М., Наука, 1983, 640 с.
9. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.

УДК62-192:873

Зубко Н.Ф., к.т.н.; Немчук А.О., к.т.н.

Одесский национальный морской университет

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЗЕРВА ПАРКА ПОРТОВЫХ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ МАШИН

Аннотация. Предложена математическая модель решения оптимизационной задачи резервирования в составе парка перегрузочных машин порта. Модель является достаточно универсальной и может быть легко приспособлена к парку технических средств большинства производственных объектов. Целевая функция существенно упрощается применительно к отдельным специализированным комплексам, которые обычно содержат небольшое число типов основных машин.

Ключевые слова: перегрузочная машина, эксплуатационные состояния, надёжность, резервирование, критерий оптимизации.

Анотація. Запропоновано математичну модель рішення оптимізаційної задачі резервування в складі парку перевантажувальних машин порту. Модель є досить універсальною і може бути легко пристосована до парку технічних засобів більшості виробничих об'єктів. Цільова функція зазнає суттєвого спрощення стосовно окремих спеціалізованим комплексам, які зазвичай містять невелику кількість типів основних машин.

Ключові слова: перевантажувальна машина, експлуатаційні стану, надійність, резервування, критерій оптимізації.

Annotation. A mathematical model is proposed for solving the optimization task of reserving in the fleet of port handling machines. The model is quite versatile and can be easily adapted to the fleet of technical facilities of most objects of production. The objective function is greatly simplified with respect to individual specialized complexes, which usually contain a small number of types of main machines.

Key words: reloading machine, operational states, reliability, reservation, optimization criterion.

Постановка задачи. Задачей данного исследования является разработка математической модели оптимизации резерва парка портовых перегрузочных машин с учётом их надёжности и условий технологического использования.

Материалы исследования. Оптимальный резерв парка портовых перегрузочных машин (ППМ) зависит от показателей их надёжности, характера и интенсивности использования в порту,

соотношения числа машин и грузооборота, структуры грузооборота и производительности машин, а также от ряда других факторов. Например, простой по техническим причинам ППМ, занятых обработкой судов, приводит, как правило, к большим потерям, чем простой ППМ на складе. Следовательно, и резервы для каждой группы машин должны быть разными. Важными факторами влияния на уровень резервирования различных групп машин в составе парка являются их неодинаковые стоимости и затраты на эксплуатацию.

В зависимости от комплексности задачи (для транспортного узла, порта или для отдельного технологического комплекса) могут быть использованы разные критерии оптимизации. Независимо от этого применительно к нашей задаче критерий оптимизации J удобно представить в следующей форме:

$$J = \sum_{i=1}^{\omega} E_i (\overline{P}\{i\} - P\{i\}) \pm C_m \quad (1)$$

где $i = \overline{1, \omega}$ — символы состояния ППМ (в состоянии использования, в состоянии отказа и т. д.); E_i — компоненты критерия оптимизации (расходы на эксплуатацию, доходы от перегрузочных работ и т. п.), соответствующие состоянию i ; $\overline{P}\{i\}, P\{i\}$ — в предположении стационарного периода эксплуатации системы вероятности того, что машина находится (не находится) в состоянии i ; C_m — суммарные затраты на приобретение машин (знак «-» или «+» выбирается в зависимости от конкретного содержания критерия оптимизации, например: «прибыль» или «эксплуатационные затраты»).

Введем следующие обозначения: $j = \overline{1, d}$ — код модели ППМ; d — число моделей ППМ; g_j — число машин данной модели j ; C_j — стоимость одной машины модели j .

Вероятности $P\{i\}$ зависят от многих факторов: технических характеристик машин, показателей их надежности, структуры грузооборота и др. Будем полагать, что все характеристики и показатели, определяющие $P\{i\}$, известны и для расчётных условий эксплуатации системы являются постоянными величинами. В частности, применительно к парку машин это финальные вероятности пребывания его с заданным числом работоспособных машин. В этом случае значение критерия оптимизации (1) будет изменяться только с изменением общего количества N_c и соотношения моделей машин:

$$N_c = \sum_{j=1}^d (n_j + m_j + s_j). \text{ Здесь } n_j - \text{число машин каждой модели,}$$

необходимое для освоения планового грузооборота перегрузочного комплекса, рассчитанное по действующим для данной отрасли нормам технологического проектирования (в дальнейшем будем называть *числом рабочих машин*); m_j и s_j - соответственно, число машин нагруженного и ненагруженного резерва.

Суммарные затраты на приобретение машин составляют:

$$C_M = \sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j). \quad (2)$$

При указанных предположениях задачу оптимизации числа резервных машин каждой модели можно сформулировать следующим образом:

найти значения m_j и s_j , доставляющие

$$\min (\max) J = \sum_{i=1}^{\omega} E_i (\bar{P}\{i\} - P\{i\}) \pm \sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j), \quad (3)$$

при условии, что

$$\sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j) \leq C_o,$$

где C_o — допускаемые затраты на приобретение машин.

В дальнейшем группы машин или технологические линии будем называть системой. Возможные состояния машин системы применительно к рассматриваемой задаче:

$i = 1$ - машина находится в работоспособном состоянии и используется на объекте; $i = 2$ - в работоспособном состоянии, но в ожидании использования; $i = 3$ - в плановом ТО и имеется заявка на использование; $i = 4$ - то же, но заявка на использование отсутствует; $i = 5$ - в плановом ремонте, имеется заявка на использование; $i = 6$ - то же, но заявки на использование нет; $i = 7$ - в состоянии отказа.

В практике эксплуатации машин, иногда одновременно с устранением отказов, выполняют некоторые плановые работы по ТО и ремонту. Однако при этом суммарное время плановых ТО или ремонтов за достаточно длительный период эксплуатации существенно не меняется. Следовательно, не меняются существенно и соответствующие стационарные вероятности $P\{i\}$.

Условия технологического использования ППМ в первую очередь характеризуются видом груза и вариантом работ. Эти два фактора существенно влияют на показатели надежности машины, режимы ТО и плановых ремонтов, т. е. определяют значения вероятностей $P\{i\}$. От видов грузов и вариантов работ зависят также значения компонент E_i критерия оптимизации. Для учета указанных

факторов введем дополнительные символы: β — код наименования груза; v — число наименований грузов; x — код варианта работы машины; r_β — число вариантов работы с грузом β .

С учетом введенных символов из формулы (3) математическая форма целевой функции оптимизационной задачи принимает вид;

$$\min(\max) \left\{ \left(\sum_{i=1}^7 \sum_{\beta=1}^v \sum_{x=1}^{r_\beta} \sum_{j=1}^{d_{\beta x}} E_{i\beta x j} P_{\beta x j} \{i\} \right) K_{zj} + \right. \\ \left. + \left[\sum_{\beta=1}^v \sum_{x=1}^{r_\beta} \sum_{j=1}^{d_{\beta x}} E_{8\beta x j} P_{\beta x j} \{i=1\} + E_{9\beta x j} [1 - P_{\beta x j} \{i=1\}] \right] \times \right. \\ \left. \times [1 - K_{zj}] \pm \sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j); \right. \quad (5)$$

$$\sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j) \leq C_o. \quad (6)$$

В формуле (5) показатель K_{zj} соответствует коэффициенту готовности группы машин модели j , занятых переработкой груза β . Эта группа машин рассматривается как восстанавливаемая система скользящего резервирования. Коэффициент готовности системы зависит от уровня и вида резервирования [2]. Поскольку варьируемые параметры n_j , m_j и s_j при прочих равных условиях однозначно определяют значение критерия оптимальности (3), целевая функция (5) и линейное ограничение (6) являются обобщенной математической формой рассматриваемой задачи. Знак «+» или «-» перед последним слагаемым в (5) выбирается исходя из содержания критерия оптимизации.

В современных условиях хозяйственной деятельности предприятий наиболее эффективным критерием оптимальности при решении подобных задач является прибыль. При обосновании структуры парка перегрузочных машин порта плановая прибыль от использования машин модели j при перегрузке груза вида β :

$$E = \sum_{\beta} \sum_j \delta_{\beta j} D_{\beta} (T_{\beta}) K_{zj} - \sum_i \sum_{\beta} \sum_x \sum_j R_{i\beta x j} \bar{P} \{i\} - \\ - \sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j), \quad (7)$$

где $\delta_{\beta j}$ — доля суммарного дохода от груза β , приходящаяся на машины типа j ; $D_{\beta} (T_{\beta})$ — плановый доход от груза β ; $R_{i\beta x j}$ — эксплуатационные расходы в i - м состоянии машины с учетом вида груза и варианта работ; $\bar{P} \{i\}$ — вероятность i - го состояния машины.

Доход порта от использования перегрузочных машин зависит от освоенного грузооборота, его структуры по видам грузов и тарифных ставок за перегрузочные работы. Иногда порты получают доход также от передачи машин в аренду или перегрузочных операций с наземным транспортом по договорам с предприятиями. Однако эти доходы составляют лишь незначительную долю доходов от основной деятельности, и в рассматриваемой задаче мы их учитывать не будем, учтем только премии за сокращение стояночного времени транспортных средств под грузовыми операциями. Применительно к флоту эти премии могут быть достаточно большими. Исходя из этого, плановый доход порта от груза β будем находить по формуле:

$$\left. \begin{aligned} \text{Или} \quad D_{\beta}(T_{\beta}) &= k_{\phi\beta} C_{\beta} \alpha_{\beta} A_{\beta p}(T_{\beta}), \\ D_{\beta}(T_{\beta}) &= k_{\phi\beta} C_{\beta} \sum_{j=1}^{d_{\pi\beta}} k_{\beta j}^0 Q_{\beta j} n_{\beta j} T_{\beta j}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $k_{\phi\beta}$ — коэффициент увеличения дохода вследствие сокращения стояночного времени флота под грузовыми операциями; C_{β} — тарифная ставка за перегрузочные работы; α_{β} — доля общего грузооборота порта, приходящаяся на груз вида β ; $A_{\beta p}(T_{\beta})$ — общий плановый грузооборот порта на расчетный период T_{β} ; $k_{\beta j}^0$ — коэффициент использования машины по времени с грузом β ; $d_{\pi\beta}$ — число моделей причальных машин, участвующих в переработке груза β , т. е. машин, чья суммарная выработка составляет грузооборот порта, исключая дополнительные тонно – операции с этим грузом внутри порта.

Очевидно, что все ППМ, имеющиеся в порту, точнее, находящиеся в эксплуатации, участвуют в создании дохода. Однако доля этого участия не во всех случаях одинакова. Например, при наличии большой складской площади простой части складских машин не всегда приводит к срыву выполнения планового грузооборота порта или задержке судов под грузовыми операциями. Некоторые из моделей машин в случае их остановки можно заменить другими. Имеются также машины, остановка которых неизбежно приводит к заметным экономическим потерям. Чтобы учесть эти обстоятельства, в уравнение компонент E_{ij}^n (7) введен коэффициент $\delta_{\beta j}$. Точное определение этого коэффициента практически невозможно. Влияние качества работы разных машин зависит не только от их технических характеристик, но также от квалификации портовых рабочих, места и варианта преимущественного использования машин, уровня

организации работ и многих других факторов. Поэтому можно рекомендовать значения $\delta_{\beta j}$ находить методом экспертных оценок с участием специалистов по технической эксплуатации машин, технологии, организации и экономике перегрузочных процессов.

Если полагать, что влияние всех моделей машин на доход от перегрузочных работ одинаково, то $\delta_j = 1/d$. Напомним, d — общее число моделей машин. Ясно, что независимо от метода нахождения значений δ_j их сумма

$$\sum_{j=1}^d \delta_j = 1.$$

Проектное (плановое) время использования машины модели j с грузом вида β по варианту работы x за период эксплуатации $T_{\beta j}$

$$t_{\beta x j}^0 = \frac{\alpha_{\beta} a_{\beta x j} A_{z p}(T_{\beta j})}{Q_{\beta x j} n_j}, \quad (9)$$

где $a_{\beta x j}$ — коэффициент перевалки груза β по варианту x ; $Q_{\beta x j}$ — технологическая производительность машины для соответствующего груза и варианта работ.

Значения $a_{\beta x j}$ и $Q_{\beta x j}$ всегда известны, поскольку служат исходными данными для проектирования или планирования работы порта (технологического комплекса).

Коэффициент использования машины по времени с грузом β по варианту x

$$k_{\beta x j}^0 = t_{\beta x j}^0 / T_{\beta j}.$$

Доля времени пребывания машины в состоянии i за расчетный период эксплуатации, то есть вероятности состояний машин в системе перегрузочных линий определяется по формулам :

$$\begin{aligned} P_{\beta x i} \{i=1\} &= K_{z j}; & P_{\beta x j} \{i=2\} &= 1 - K_{z j}; \\ P_{\beta x i} \{i=3\} &= a_{TO j} (k_{\beta x j}^0)^2; & P_{\beta x i} \{i=4\} &= a_{TO j} k_{\beta x j}^0 (1 - k_{\beta x j}^0); \\ P_{\beta x i} \{i=5\} &= a_{IP j} (k_{\beta x j}^0)^2; & P_{\beta x i} \{i=6\} &= a_{IP j} k_{\beta x j}^0 (1 - k_{\beta x j}^0); \\ P_{\beta x i} \{i=7\} &= k_{\beta x j}^0 (1/K_{z j} - 1); \end{aligned} \quad (10)$$

Удельные нормы времени на ТО и ремонты, соответственно, $a_{ТО}$ и $a_{пр}$, вычисляются из отраслевых руководящих документах по технической эксплуатации машин. При этом допускается их корректировка применительно к конкретным условиям производства работ. Если указывается норма «чистого» времени ремонта, то ее необходимо привести к календарному времени простоя машины в ТО (ремонте) по формуле:

$$a_{ТО(пр)} = \frac{24 a_{ТО(пр)}^0}{n_{см} t_{см}}, \quad (11)$$

где $a_{ТО(пр)}^0$ — норма «чистого» времени ТО (ремонта), как если бы работы проводились непрерывно в течение суток, в относительных единицах измерения: ч/м-ч; $n_{см}, t_{см}$ — число и продолжительность смен при выполнении работ.

Разработка этих формул основана на том, что $t_{\beta x j}^0$ (следовательно, и $k_{\beta x j}^0$) имеет фиксированное значение, обязательное для выполнения планового задания [см. формулу (9)]. Это значит, что $k_{\beta x j}^0$ — есть стационарное значение вероятности наличия заявки на использование машины. Поэтому время нахождения машины в плановом ТО $t_{\beta x j}^{ТО} = a_{ТО j} t_{\beta x j}^0$, соответствующий коэффициент времени (стационарная вероятность пребывания в этом состоянии) $k_{\beta x j}^{ТО} = a_{ТО j} k_{\beta x j}^0$, стационарная вероятность пребывания в техническом обслуживании и наличия заявки на использование $P_{\beta x j} \{i = 3\} = k_{\beta x j}^{ТО} k_{\beta x j}^0 = a_{ТО j} (k_{\beta x j}^0)^2$.

Подставляя компоненты стационарных вероятностей пребывания системы в состоянии i (10) в формулу (7) с учётом (8), (9), (11) и приведенных выше замечаний. После ряда преобразований окончательно получаем следующую целевую функцию задачи оптимизации резерва машин в зависимости от их типов, моделей, режимов эксплуатации и показателей надёжности:

$$\max \left\{ \sum_{\beta} \sum_j \delta_{\beta j} D_{\beta}(T_3) K_{2j} - \sum_{\beta} \sum_x \sum_j \left\{ R_{2\beta x j} + \right. \right. \\ \left. \left. + k_{\beta x j}^0 \left[R_{\beta x j}^{1-7} + a_{ТО j} \left(R_{\beta x j}^{4-2} + k_{\beta x j}^0 R_{\beta x j}^{3-4} \right) + a_{пр j} \left(R_{\beta x j}^{6-2} + \right. \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + k_{\beta x j}^0 R_{\beta x j}^{5-6} \right) + \frac{1}{K_{2j}} R_{\beta x j}^{7-3} \right] \right\} K_{2j} -$$

$$\begin{aligned}
 & - \sum_{\beta} \sum_x \sum_j (R_{9\beta x j} + k_{\beta x j}^0 R_{\beta x j}^{8-9}) [1 - K_{ej}] - \\
 & - \sum_{j=1}^d c_j (n_j + m_j + s_j). \tag{12}
 \end{aligned}$$

В этой формуле верхние индексы при $R_{\beta x j}$ означают разность соответствующих значений $R_{i\beta x j}$, например $R_{\beta x j}^{1-7} = R_{1\beta x j} - R_{7\beta x j}$, $R_{\beta x j}^{4-2} = R_{4\beta x j} - R_{2\beta x j}$ и т.п.

В общем случае достаточно учесть только основные затраты R_i (индекс $\beta x j$ условно опустим):

$$\left. \begin{aligned}
 R_1 &= S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6; & R_2 &= S_1; \\
 R_3 &= S_1 + S_7 + S_{12}; & R_4 &= S_1 + S_7; & R_5 &= S_1 + S_8 + S_{12}; \\
 R_6 &= S_1 + S_8; & R_7 &= S_1 + S_8 + S_{12}; & R_8 &= S_1 + S_{12}; & R_9 &= S_1.
 \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

В этой формуле приняты следующие обозначения: S_1 — отчисления на амортизацию машин, S_2 — заработная плата в период грузовых операций, S_3 — затраты на электроэнергию и топливо, S_4 — затраты на малоценные и быстроизнашивающиеся материалы, S_5 — затраты на содержание оперативно – распорядительского и обслуживающего персонала, S_6 — затраты на содержание административно – управленческого персонала, S_7 — затраты на ТО машин, S_8 — затраты на ремонт машин.

Значения этих затрат рассчитываются согласно методике расчета экономической эффективности портовой техники. Потери из-за невыполнения плановых работ применительно к рассматриваемой задаче сводятся практически к штрафам за сверхнормативный простой транспортных средств. Поэтому

$$S_{12} = \sum_{f=1}^{\pi_{\beta x j}} a_{шf} (T_{f\beta x j} - T_f^H), \tag{14}$$

где $a_{шf}$ — штраф за один час сверхнормативного простоя транспортного средства; $T_{f\beta x j}$ — время грузовой обработки транспортного средства, определяемое по формуле:

$$T_{f\beta x j} = \frac{\alpha_{f\beta x j} A_{2p}(T_{\vartheta})}{\psi_{\beta x j}^m \psi_{\beta x j}^m n_{f\beta x j} Q_{f\beta x j}}. \tag{15}$$

В формуле (15) $\alpha_{f\beta x j}$ — доля грузооборота порта $A_{2p}(T_{\vartheta})$ за расчетный период T_{ϑ} ; приходящаяся на транспорт типа f по

соответствующему варианту работ; $\Psi_{\beta x j}^m$, $\Psi_{\beta x j}^m$ коэффициенты соответственно простоев по метеорологическим и технологическим причинам; $n_{f \beta x j}$, $Q_{f \beta x j}$ — число и производительность машин, занятых обработкой транспорта типа f для данного груза и варианта работ.

Компоненты затрат также, как и доходов в формуле (13) должны корректироваться в зависимости от системы хозяйствования принятой на предприятии.

Выводы. Представленная в этой работе математическая модель решения оптимизационной задачи резервирования в составе парка перегрузочных машин порта является достаточно обобщённой и универсальной, поэтому может быть легко приспособлена к парку технических средств большинства производственных объектов. Целевая функция существенно упрощается в задаче оптимального резервирования применительно к отдельным специализированным перегрузочным комплексам, которые обычно содержат небольшое число типов основных машин, видов грузов и вариантов работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. – М.: Наука. Гл. ред. физ. мат. лит. – 1991. – 384с.
2. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К, Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. М.; Наука, 1965. 524 с.
3. Зубко Н.Ф. Надёжность и планирование эксплуатации машин: Учебное пособие для ВУЗов. -Одесса: ОНМУ. 2013. – 279 с.
4. Надёжность технических систем: Справочник / Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др.; Под ред. И. А. Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.

УДК 621.869

Ковалевський С.Г., к.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ТЯГОВОЇ РАМИ СКРЕПЕРА, ПРАЦЮЮЧОГО У СКЛАДІ ПОТЯГА

Анотація. В статті наведено результати досліджень навантажень, які виникають в металоконструкції тягової рами напівприцепного скрепера, працюючого у складі потяга. В якості основних чинників, що впливають на навантаження скрепера, слід визначити швидкість руху, об'єм ґрунту в ковші скрепера і послідовність заповнення машин. Встановлено, що найбільші величини напруги спостерігається при роботі скреперного потяга в тяговому режимі, використання оригінального зчпного пристрою приводить до зменшення навантаження тягової рами скрепера.

Ключові слова: скреперний потяг, навантаження, тягова рама, швидкість руху, максимальна напруга.

Аннотация. В статье приведены результаты исследований нагрузок, которые возникают в металлоконструкции тяговой рамы полуприцепного скрепера, работающего в составе поезда. В качестве основных факторов, которые влияют на нагружение скрепера, следует принять скорость движения, объем грунта в ковше скрепера и последовательность заполнения машин. Установлено, что наибольшие величины напряжений возникают при работе скреперного поезда в тяговом режиме, использование оригинального сцепного устройства приводит к уменьшению нагрузок в тяговой раме скрепера.

Ключевые слова: скреперный поезд, нагружение, тяговая рама, скорость движения, максимальное напряжение.

Abstract. In the article results of researches of loads which arise in a metal structure of a traction frame of a semi-trailer scraper working in structure of a train are resulted. As the main factors that affect the loading of the scraper, you should take the speed of movement, the volume of soil in the scraper bucket and the sequence of filling machines. It was found that the greatest stresses occur when the scraper train is operated in the traction mode, the use of the original coupling device results in a reduction in the loads in the traction frame of the scraper.

Keywords: scraper train, loading, traction frame, speed of movement, maximum loads.

Вступ. Робота скрепера в складі потяга, при якій машини з'єднуються в єдиний агрегат на час набору ґрунту та послідовно допомагають один одному заповнювати ковші, викликає збільшення навантажень, які діють в металоконструкції та зчпному пристрої, що призводить до зниження довговічності основних вузлів скрепера.

Таким чином, дослідження впливу основних експлуатаційних факторів на діючі напруги та вибір їх раціональних параметрів дозволить підвищити ефективність роботи скрепера.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомі дослідження навантаження металоконструкції скрепера виконані для машин, які працюють в самотньому режимі або з використанням тракторів-штовхачів і не враховують особливості роботи у складі потяга [1,6,7]. Основними елементами металоконструкцій скрепера, що сприймають підвищені навантаження при заповненні ковшів, є тягові рами, оскільки вони мають жорсткість значно нижче за жорсткість решти вузлів металоконструкції машини.

На основі результатів дослідження режимів експлуатації скреперів, складені розрахункові схеми, які відображають режими вантаження тягової рами, сидельнозчпного пристрою і ковша, визначені найбільш слабкі місця цих вузлів металоконструкцій і запропоновані заходи щодо підвищення їх надійності [2].

З причини складності металоконструкції скрепера і відсутності можливості наблизити розрахункову схему до самої конструкції, розрахунку піддавалися окремі елементи конструкції скрепера при використанні стрижньових систем. Поступово з удосконаленням методів розрахунку і технічних засобів розрахункові схеми наблизилися до реальної конструкції скрепера.

У роботі [3], на основі розроблених розрахункових схем, представлені результати дослідження режимів навантаження напівпричпного скрепера в транспортному режимі. Запропонована плоска двохмасова схема враховує маси і жорсткість коліс тягача і скрепера і не розглядає пружні властивості тягової рами, що не дозволяє використовувати її для моделювання процесів навантаження при копанні ґрунту.

Складнішою є плоска розрахункова схема, що враховує параметри тягової рами напівпричпного скрепера, шарнірне з'єднання рами з тягачем і ковшем, а також пружність гідроциліндрів управління ковшем, проте ця схема не може бути використана для розгляду робочого режиму скрепера, оскільки не враховує дію сил опору копанню.

Для швидкого агрегування в потяг скрепери обладнуються спеціальними зчпними пристроями, проте існуючі конструкції не виключають подовжнього переміщення машин та, не повною мірою, захищають від виникнення ударних навантажень. Для зменшення

динамічних навантажень в металокопювкції скреперного потяга була розроблена модернізована копювкція зчіпного пристрою [4].

Розрахункова схема скреперного потяга, що дозволила визначити діючі навантаження була представлена чотирьох масовою системою, що враховує подовжні, вертикальні і кутові переміщення [5]

Мета роботи. Метою випробувань скреперного потяга було встановлення закономірностей процесів навантаження металокопювкцій машин при заповненні ковшів скреперів і відповідності основних теоретичних положень експериментальним.

Основна частина. Під час випробувань скрепера, що працює у складі потяга, відбувалась реєстрація деформацій, що виникають в елементах металокопювкції в процесі копання, за допомогою вимірювальних приладів. З метою зіставлення результатів експериментів, параметри машин і приладів підтримувалися постійними і періодично контролювалися протягом всього часу проведення дослідів.

Аналіз основних чинників, що впливають на динамічне навантаження скрепера, показав, що в якості змінних параметрів слід визначити швидкість руху, об'єм ґрунту в ковші копаючого скрепера і послідовність заповнення машин.

Один з двох скреперів, що брали участь у випробуваннях, був оснащений тензовимірювальною апаратурою, за допомогою якої в ході випробувань були отримані дані про напругу в тяговій рамі скрепера при роботі в різних режимах.

Комплект реєструючої апаратури для запису даних складався з мобільної тензостанції, що включає восьми канальний АЦП і ноутбук з відповідним програмним забезпеченням.

Для дотримання реальних умов експлуатації, в першому випадку на підготовленій до випробувань ділянці скрепери ставилися один за одним на відстані декількох метрів, після чого оператор переднього скрепера починав набір ґрунту, задній наздоганяв його і починав виконувати функції штовхача. Після закінчення наповнення ковша, передній скрепер допомагав заповнитися задньому.

В якості датчиків деформацій використовувалися тензорезистори КФ-4 з базою 20 мм і опором 400 Ом, розміщені на арці-хоботі, поперечній балці і подовжніх балках скрепера. Тензорезистори були наклеєні на тягову раму за допомогою клею БФ-2 з подальшою температурною дією для кристалізації клею. Для компенсації температурних дій відповідна частина мостової схеми включала такі ж датчики, розташовані на жорсткій металевій пластині, нерухомо закріпленій на рамі скрепера за допомогою гвинтів, в безпосередній близькості від основних вимірювальних резисторів.

Приклади розташування тензодатчиків представлені на рис. 1. На рис. 1а показано розміщення тензодатчиків для визначення

дотичної напруги, яка виникає в даному перетині від дії моменту, що викликає кручення поперечної балки.

Датчики, розміщені на арці і подовжній балці (рис.1б), дозволили проводити запис нормальної напруги від дії розтягуючого зусилля і моменту, що вигинає у вертикальній площині.

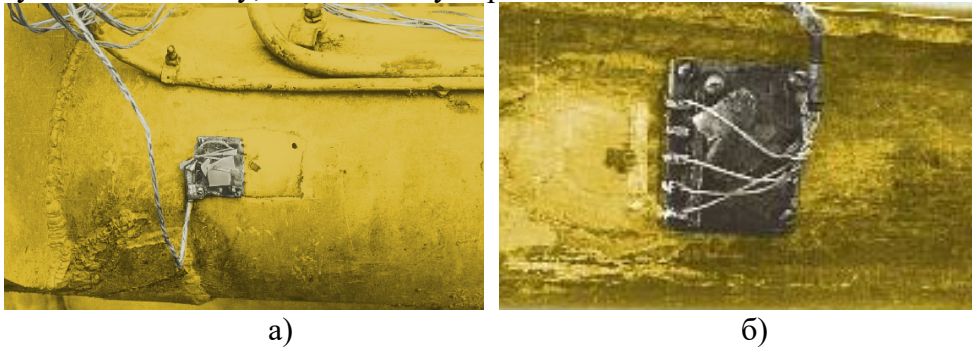


Рисунок 1 – Розміщення тензодатчиків: а) на поперечній балці, б) на арці та подовжній балці

Відповідно до розробленої методики визначення динамічних навантажень, результати вимірювань у вигляді осцилограм були записані в цифровому вигляді на електронний носій. На рис. 2 представлені фрагменти осцилограм деформацій арки тягової рами скрепера.

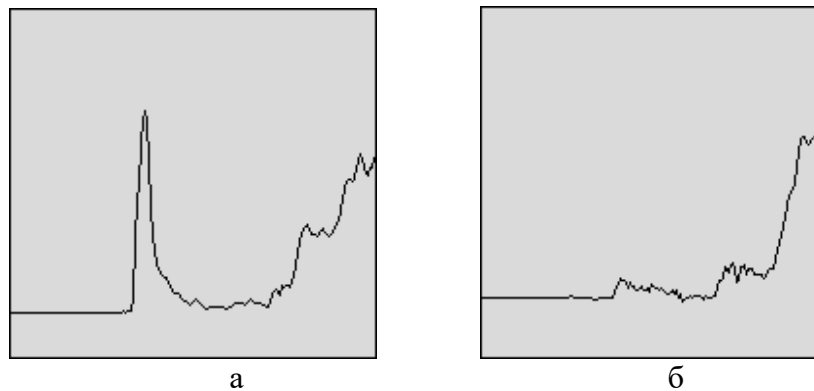


Рисунок 2 – Фрагменти осцилограм деформацій арки тягової рами скрепера: а) у штовхаючому режимі, б) у тяговому режимі

Обробка отриманих даних проводилася відповідно до методів обробки даних про навантаження і складалася з наступних основних етапів:

- визначення структури і схематизація навантажень;
- визначення статистичних характеристик напруги.

Аналіз отриманих осцилограм і попередня обробка даних дозволили зробити вивід про можливість і доцільність використання

методу безпосередньої схематизації, що полягає в представленні виникаючої напруги у вигляді впорядкованої послідовності.

Осцилограми оброблялися методом ординат, який припускає реєстрацію через рівні інтервали часу значень ординат напруги, що діє. Після чого весь діапазон зміни напруги розбивався на рівні і визначалася частота появи напруги на даному рівні як:

$$r_i = n_i / \Sigma_n, \quad (1)$$

де n_i – кількість ординат напруги, що відповідає i -му рівню;

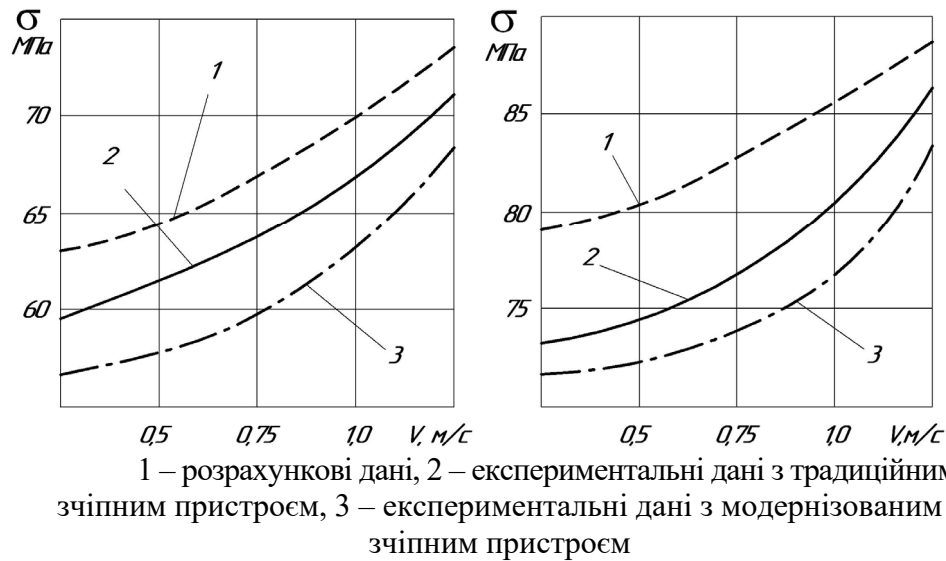
Σ_n – сумарна кількість крапок, знятих з осцилограми.

Для визначення навантаження скрепера слід визначити ряд параметрів, таких як; середня і еквівалентна напруга, частота і асиметрія циклів для основних елементів тягової рами.

Середнє значення нормальної напруги, що діє, визначалося:

$$\sigma_{cp} = \sum_1^i \sigma_i r_i, \quad (2)$$

За результатами обробки осцилограм були побудовані графіки залежностей середніх напруг, що діють в арці і подовжній балці в залежності від швидкостей руху машин на різних етапах роботи потяга, які представлені на рис. 3,4.



а) б)
Рисунок 3 – Навантаження в арці тягової рами: а) в штовхаючому режимі, б) в тяговому режимі



Рисунок 3 – Навантаження в подовжній балці тягової рами: а) в штовхаючому режимі, б) в тяговому режимі

Висновки. Результати експериментальних досліджень показують, що при роботі скрепера у складі потяга діючі напруги у вузлах тягової рами не перевищує допустимих значень та нелінійно зростають при збільшенні швидкості руху машин.

Використання модернізованого зчіпного пристрою приводить до зменшення напруг, що діють в арці на 5–7 МПа, а в подовжній балці до 11 МПа залежно від швидкості руху машин порівняно з роботою скреперного потяга з пристроєм стандартної конструкції.

Найбільші середні напруги спостерігаються при закінченні набору ґрунту скреперним потягом, що працює в тяговому режимі, і досягають в арці 86 МПа, а в подовжній балці – 148 МПа.

Режим роботи скреперного потяга, в якому спочатку заповнюється задній скрепер, потім – передній, а стикування машин здійснюється до початку завантаження ґрунту, дозволяє зменшити навантаження тягової рами на 5–8 %, завдяки чому підвищується надійність та довговічність агрегату.

Порівняння отриманих експериментальних значень величин навантаження металоконструкції тягової рами скрепера, працюючого у складі потяга с розрахунковими величинами похибку у розмірі 8–15 %, що є допустимою величиною та свідчить про адекватність запропонованої розрахункової схеми та математичної моделі скреперного агрегату.

ЛІТЕРАТУРА

1. Щемелев А.М. Способы снижения нагруженности металлоконструкции скрепера МоАЗ-6014 при копании грунта / А.М. Щемелёв, О.В. Леоненко, М.Э. Подымако // Строительно-дорожные машины. -2004.- №8 - С. 18 - 23.
2. Волобоев В.Г. Методологические основы обоснования оптимальных параметров элементов рабочего оборудования землеройных и землеройно транспортных машин / В.Г. Волобоев Монография. Омск: Изд-во СибАДИ, 2002. 168 с.
3. Кириченко И.Г. Исследование математической модели скреперного поезда / И.Г. Кириченко, С.Г. Ковалевский, Н.В. Розенфельд // Сб. научн. трудов ПГАСА, Строит., материал., машиностр. – 2013. – Вып. 72 – С. 121–128.
4. Пат. 83173 Україна, МПК В60D 3/00. Зчіпний пристрій скреперного поїзда / Ковалевський С.Г., Кириченко І.Г., Шевченко В.О., Ярижко О.В.: заявник та патентовласник Ковалевський С.Г., Кириченко І.Г., Шевченко В.О., Ярижко О.В. – № u201303510; заявл. 21.03.2013; опубл. 27.08.2013; Бюл. №18.
5. Кириченко И.Г. Исследование математической модели скреперного поезда / И.Г. Кириченко, С.Г. Ковалевский, Н.В. Розенфельд // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. – Днепропетровск: ПГАСА, 2013. – Вып. 72. – С. 51–58.
6. Rehnberg, A. 2011. Suspension design for off-road construction machines. Stockholm. Sweden. 92 p.
<http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva>
7. Meirovitch, L. 2010. Methods of Analytical Dynamics. Dover Publications. 544 p.

УДК 621.891

Чуфус В.М., аспирант

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа***К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА СОСТАВНЫХ ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ ПРИ ИХ ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОМ ОХЛАЖДЕНИИ**

***Аннотация.** Произведена оценка теплового баланса составных тормозных шкивов, имеющих наружные и внутренние полированные и матовые поверхности, которые омываются принудительно воздушно-жидкостной смесью в трибосистеме ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.*

***Анотація.** Зроблено оцінку теплового балансу складених гальмівних шківів, що мають зовнішні і внутрішні поліровані і матові поверхні, які омиваються примусово повітряно-рідинною сумішшю в трибосистемі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.*

***Abstract.** We've estimated the heat balance of composite brake pulleys with external and internal polished and matt surfaces that are washed by forced air-liquid mixture in the tribosystem of the band-block brake of the draw-work.*

Введение. Тепловой баланс предназначен для моделирования эффектов теплопередачи и ее градиентов в трибосистеме ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. Очевидно, что при разности температур фрикционно взаимодействующих пар трения или если они находятся в разомкнутом состоянии происходит омывание их поверхностей газообразной или жидкой средой. при этом происходит перетекание энергии от поверхности трения с большей температурой к менее нагретым слоям обода шкива. При этом формируется градиент температуры как поверхностный так и объемный в телах пар трения и в омывающих средах. Существует три составляющих сложного теплообмена: кондуктивный (теплопроводностью), конвекцией, и излучением (лучистый). Каждый из видов теплообмена не встречается в чистом виде, а в комбинации, так например, конвективно-кондуктивный, кондуктивно-конвективный, лучисто- конвективный, лучисто-кондуктивный. Иногда, в особых случаях выделяется лучистый вид теплообмена [1, 2].

Состояние проблемы. В работе [3] были рассмотрены: особенности конструкции системы воздушно-жидкостного охлаждения

пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой-лебедки; динамика омывания жидкостью поверхностей стенок камер составного шкива; соотношения между пограничным слоем и внешним потоком циркулирующей жидкости в камере составного шкива; определение пути перемешивания слоев жидкости в камерах составных шкивов при их вращении. Однако в данных материалах исследований не был затронут вопрос оценки теплового баланса составного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

Известен метод нагревания и охлаждения поверхностей шкивов ленточно- колодочного тормоза буровой лебедки для оценке их теплового баланса, который осуществляется в лабораторных и промышленных условиях в четыре этапа: на первом – в лабораторных условиях определяются потери теплоты лучистым теплообменом от нагретого шкива; втором – в лабораторных условиях определяются потери теплоты естественным конвективным теплообменом от поверхностей нагретого первого шкива; третьем – в промышленных условиях определяются потери теплоты кондуктивным теплообменом от выступов шкивов в тело фланца барабана лебедки; четвертом – в промышленных условиях определяются потери теплоты вынужденным конвективным теплообменом от нагретых шкивов [4]. Однако в данной работе не был учтен тот факт, что буровая лебедка с двумя ленточно-колодочными тормозами является хорошей экспериментальной базой для оценки теплового баланса их тормозных шкивов.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к исследуемой проблеме:

– особенности конструкции воздушно-жидкостной системы охлаждения трибосопряжений ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки;

– потери теплоты от матовых и полированных поверхностей составных тормозных шкивов в динамике и статике;

– анализу результатов оценки теплового баланса усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их принудительном охлаждении.

Особенности конструкции воздушно-жидкостной системы охлаждения трибосопряжений ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. В основу принципа воздушно-жидкостного охлаждения пар трения ленточно-колодочного тормоза заложены следующие эффекты: вихревой, кондуктивный, лучистый и испарительно-конденсационный.

На рис. 1 *а, б* показан ленточно-колодочный тормоз, продольный разрез (*а*); на рис. *б* - разрез по А-А на рис. *а* (без воздухозаборников и системы отверстий в средней части обода шкива и в реборде).

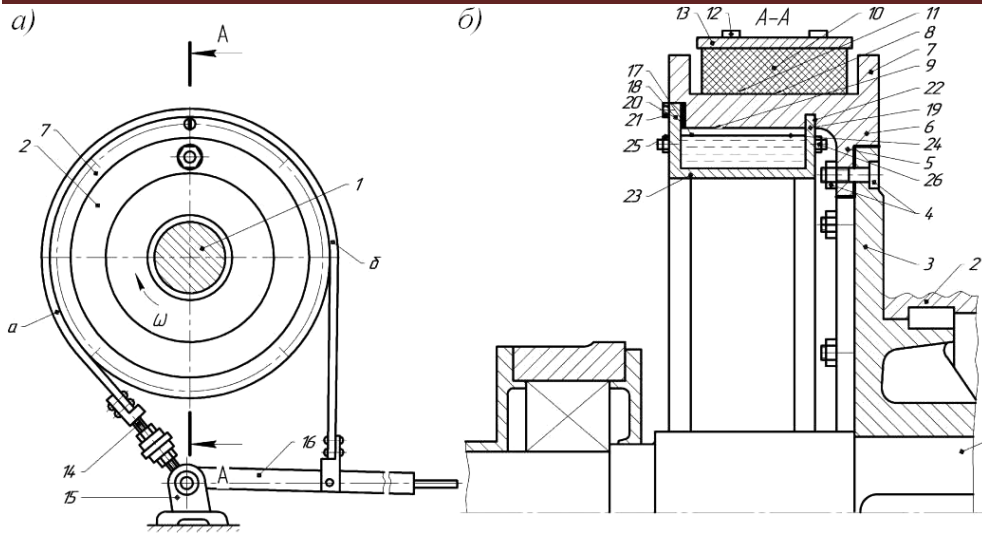


Рисунок 1 *а, б* – Ленточно-колодочный тормоз с принудительной системой воздушно-жидкостного охлаждения: *а* – общий вид; *б* – поперечный разрез по А–А: 1 – подъемный вал; 2, 3 – барабана с фланцем; 4 – болтовое соединения; 5, 6, 7, 8, 9 – теплоизолированный выступ тормозного шкива, имеющего реборды, рабочую и нерабочую поверхности; 10, 11, 12 – накладки с рабочими поверхностями и усиками; 13 – тормозная лента, имеющей набегающую (*а*) и сбегающую (*б*) ветви; 14 – резьбовая стяжка; 15 – опора; 16 – рычаг управления тормозом; 17, 18, 19 – камера и ее боковые стенки; 20 – герметизационная прокладка; 21 – крепежные болты; 22 – круговой паз; 23 – цилиндрическое кольцо; 24 – жидкость; 25, 26 – впускной и выпускной клапаны

На рис. 2 использованы следующие условные обозначения: C_l – коэффициент излучения; T_1, T_2 – температуры полированных поверхностей: рабочих и нерабочих обода шкива; $T_{ж}, T_c$ – температуры: жидкости и омывающей воздушной среды; $а_{ж}, а_c$ – коэффициенты теплоотдачи от: жидкости к стенке камеры; стенки камеры к окружающему воздуху; h – толщина обода тормозного шкива; D – кольцевой диаметр камеры; рассматриваются два варианта: *а* – жидкость омывает внутреннюю стенку камеры; *б* – жидкость омывает полированную нерабочую поверхность обода шкива и внутреннюю стенку камеры.

Ленточно-колодочный тормоз с принудительной системой воздушно- жидкостного охлаждения состоит из подъемного вала 1, барабана 2 с фланцем 3, который крепится с помощью болтового соединения 4 к теплоизолированному выступу 5 тормозного шкива 6. Последний имеет реборды 7, рабочую 8 и нерабочую 9 поверхности. Рабочая поверхность 8 шкива в процессе торможения фрикционно взаимодействует с рабочими поверхностями 11 полимерных накладок

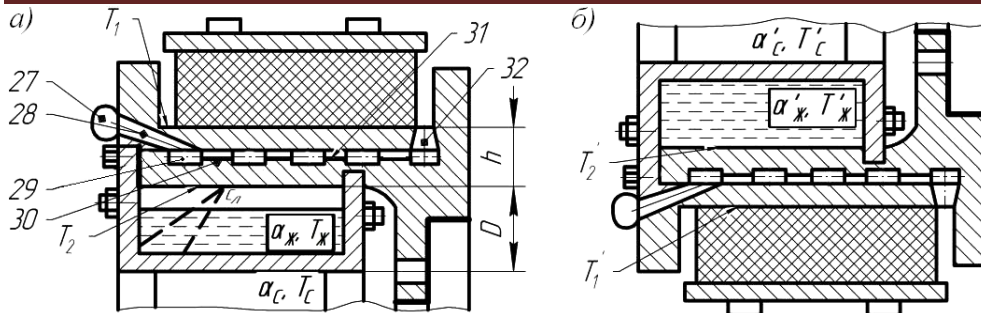


Рисунок 2 а, б – Фрикционное взаимодействие узлов трения в их верхнем (а) и нижнем (б) положении: 27 – воздухозаборники; 28, 32 – эжекционные отверстия в ободу шкива; 29 – цилиндрические кольцевые объемы; 30, 31 – перегородки с отверстиями между частями обода шкива

10, прикрепленных с помощью усиков 12 к тормозной ленте 13, имеющей набегающую (а) и сбегающую (б) ветви. Набегающая ветвь (а) ленты 13 с помощью резьбовой стяжки 14 крепится к опоре 15, а ее сбегающая ветвь (б) – к рычагу 16 управления тормозом.

Ленточно-колодочный тормоз с принудительной системой воздушно- жидкостного охлаждения состоит из подъемного вала 1, барабана 2 с фланцем 3, который крепится с помощью болтового соединения 4 к теплоизолированному выступу 5 тормозного шкива 6. Последний имеет реборды 7, рабочую 8 и нерабочую 9 поверхности. Рабочая поверхность 8 шкива в процессе торможения фрикционно взаимодействует с рабочими поверхностями 11 полимерных накладок 10, прикрепленных с помощью усиков 12 к тормозной ленте 13, имеющей набегающую (а) и сбегающую (б) ветви. Набегающая ветвь (а) ленты 13 с помощью резьбовой стяжки 14 крепится к опоре 15, а ее сбегающая ветвь (б) – к рычагу 16 управления тормозом.

Под нерабочей поверхностью 9 обода шкива 6 расположена камера 17, занимающая объем от первой радиальной боковой стенки 18, расположенной со стороны свободного края обода шкива 6 и до второй радиальной боковой стенки 19, находящейся возле выступа 5 шкива 6. Сверху первая радиальная боковая стенка 18 находится в пазе 19 торца реборды 7 и через герметизационную прокладку 20 с помощью болтов 21 крепится по ее периметру к ободу шкива 6. Вторая радиальная боковая стенка 19 заведена с натягом в круговой паз 22. Снизу стенки 18 и 19 соединены между собой цилиндрическим кольцом 23. Заправка камеры 17 производится жидкостью 24 через впускной клапан 25, а стравливается в атмосферу образовавшийся пар в камере 17 через выпускной клапан 26.

Камера 17 заполнена жидкостью 24 на 2/3 ее объема и над ней нерабочая поверхность 9 обода шкива 6 выполнена полированной. К левой реборде 7 по ее периметру подключены воздухозаборники 27, расположенные с постоянным шагом, которые соединены с

отверстиями 28 в реборде 7. Отверстия 28 выполнены под углом в реборде 7 в виде сопел Лаваля. Последние связаны с первым цилиндрическим кольцевым объемом 29 расположенным в середине толщины обода шкива 6. Количество цилиндрических кольцевых объемов 29 в ободке шкива 6 зависит от его ширины. Между цилиндрическими кольцевыми объемами 29 находятся кольцевые перегородки 30, в которых выполнены горизонтальные отверстия 31. Последние по периметру перегородок 30 смещены на величину их диаметра. Последний цилиндрический кольцевой объем 29 подключен к отверстиям 32, выполненным в виде конфузоров по периметру рабочей поверхности обода шкива 6 со стороны его заземленного края.

Ленточно-колодочный тормоз с принудительной воздушной системой охлаждения работает следующим образом. При вращении тормозного шкива 6 с большой скоростью в направлении стрелки при спуске колонны бурильных труб в скважину (не показаны) до включения механического ленточно-колодочного тормоза воздухозаборники 27 способствуют образованию следующих воздушных потоков: на входе – сопла Лаваля – первый цилиндрический кольцевой объем 29 – горизонтальные отверстия 31 в кольцевой перегородке 30; на выходе – последний цилиндрический кольцевой объем 29 – перпендикулярные отверстия 31 (конфузоры) к рабочей поверхности 8 обода шкива 6. Интенсификация воздушного конвективного теплообмена происходит в остальных цилиндрических кольцевых объемах 29 за счет того, что горизонтальные отверстия 31 по периметру перегородок 30 смещены на величину их диаметра. Такое конструктивное решение способствует большому количеству скоростных воздушных потоков, которые ударяясь об поверхности очередной перегородки 29, завихряются и тем самым увеличивают воздухообмен, и как следствие, происходит их охлаждение, а затем уже они попадают в очередные отверстия 31 перегородок 30, в которых происходит ускорение воздушных потоков.

Таким образом, осуществляется отвод теплоты от верхней части тормозного шкива 6 за счет циркуляции в нем множества воздушных потоков, омывающих кольцевые перегородки 30, являющихся тепловыми мостиками между верхней и нижней частью тормозного шкива 6, что способствует снижению в них глубинного температурного градиента. Кроме того, имеет место кондуктивный теплообмен между нижней частью обода тормозного шкива 6 и стенками камеры 17.

Ленточно-колодочный тормоз с принудительной жидкостной системой охлаждения работает следующим образом.

При нажатии на рычаг 16 управления тормозом происходит затягивание тормозной ленты 13 и рабочие поверхности 11

полимерных накладок 10 взаимодействуют с рабочей поверхностью 8 тормозного шкива 6, что способствует генерированию теплоты на их поверхностях. При этом значительная часть теплоты поглощается шкивом 6, который является аккумулятором тепловой энергии. В свою очередь, тормозной шкив 6 состоит из верхней и нижней части, которые между собой соединены кольцевыми перегородками 30. Последние играют роль тепловых мостиков по выравниванию энергонагруженности верхней и нижней части тормозного шкива. Передача теплоты кондуктивным теплообменом от нижней части обода тормозного шкива к элементам камеры способствует ее отводу в жидкость.

Рассмотрим два случая взаимодействия полированной нерабочей поверхности 9 обода шкива 6 с жидкостью 24 камеры 17.

Первый случай, когда жидкость 24 не омывает полированную нерабочую поверхность 9 обода тормозного шкива 6 и между их поверхностями образуется зазор. Из полированной нерабочей поверхности 9 обода тормозного шкива 6 осуществляется лучистый теплообмен: подводится лучистый поток q_l от полированной рабочей поверхности 8 обода тормозного шкива 6 и в соответствии с законом Стефана-Больцмана отводится поток собственного излучения плотностью $\epsilon_l T_n^4$ непосредственно к поверхности абсолютного черного тела, т.е. жидкости 24. В этом случае также имеет место слабый конвективный теплообмен, поскольку при вращении шкива 6 за счет центробежных сил капли жидкости все таки попадают на полированную нерабочую поверхность 9 обода шкива 6, на которой сразу превращаются в пар. Таким образом, в данном случае имеет слабый конвективный и сильный лучистый теплообмены, которые снижают энергонагруженность обода тормозного шкива.

Второй случай, когда жидкость 24 находится на полированной нерабочей поверхности 9 обода тормозного шкива 6. В этом случае сильным является конвективный теплообмен при взаимодействии слоев жидкости 24 с полированной нерабочей поверхностью 9 обода шкива 6 при слабом их лучистом теплообмене.

Тепловое состояние частей тормозного шкива, находящихся на разных полюсах в вертикальной плоскости, является неодинаковым из-за изменения термодинамических параметров жидкости и омывающего воздуха, что и способствует изменению их градиентов, и как следствие, интенсификации кондуктивного, конвективного и лучистого теплообмена в предложенной системе охлаждения.

Таким образом, при работе в режимах вращения тормозного шкива или фрикционного взаимодействия пар трения ленточно-колодочного тормоза имеют место следующие виды теплообмена:

– в первом режиме - конвективный воздушный и жидкостной, кондуктивный, а также лучистый с рабочей и нерабочей поверхности (полированной) обода тормозного шкива;

– во втором режиме - конвективный воздушный и жидкостной, кондуктивный, а также лучистый с полированной нерабочей поверхности обода тормозного шкива.

Перечисленные виды теплообмена в неодинаковой степени влияют на энергонагруженность пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки, и в конечном итоге, снижают их энергонагруженность, и как следствие, повышают долговечность рабочих поверхностей [5].

Потери теплоты от матовых и полированных поверхностей составных тормозных шкивов в динамике и в статике. Особенностью определения тепловых потерь от поверхностей составного тормозного шкива и его жидкостной камеры является то, что на одном тормозе теплоизолируются все наружные матовые и полированные поверхности, кроме полированной рабочей поверхности шкива. В процессе оценки тепловых потерь от поверхностей усовершенствованного шкива последовательно освобождаются от их теплоизоляции, а также от теплоизоляции каркаса камеры. Это делается для того чтобы можно было определить тепловые потери от различных видов теплообмена при сравнении их со вторым шкивом, которые имеют ленточно-колодочные тормоза в составе буровой лебедки.

Результат исследований достигается тем, что в ленточно-колодочных тормозах буровой лебедки наружные матовые и полированные поверхности двух составных шкивов без жидкостных камер выполнены теплоизолированными от окружающей среды, а в первом шкиве отключают принудительную воздушную систему, после чего путем циклических торможений, обеспечивающих взаимодействие фрикционных узлов тормоза, нагревают рабочие поверхности составных шкивов до поверхностной температуры выше допустимой для материалов фрикционной накладки; фиксируя при этом время процесса их нагревания и по соотношению измеренных термopарамии поверхностных температур первого и второго шкивов при разной интенсивности конвективно-лучистого теплообмена его внутренних и полированной (рабочей) поверхностей определяют эффективность принудительного охлаждения (первый этап). На втором этапе буровую лебедку останавливают и с помощью галетных датчиков теплового потока, фиксируя время естественного охлаждения, и по соотношению рассчитанных поверхностных температур первого и второго шкивов оценивают в статике интенсивность лучисто-конвективного теплообмена их внутренних поверхностей и полированной рабочей поверхности до температуры

окружающей среды. Третий этап выполняют по схеме: принудительное воздушное охлаждение – нагревание – время процесса – отсутствие термоизоляции на нерабочей полированной поверхности первого шкива – соотношение поверхностных температур шкивов и интенсивность конвективно-лучистого теплообмена полированной нерабочей поверхности обода шкива. Четвертый этап выполняют по схеме: остановка буровой лебедки – время естественного охлаждения – галетные датчики теплового потока – рассчитанные поверхностные температуры и их соотношения для шкивов и оценивают интенсивность конвективно-лучистого теплообмена полированных рабочих и нерабочих поверхностей шкива до температуры окружающей среды. Пятый этап выполняют по схеме: принудительное воздушное охлаждение – нагревание – время процесса – теплоизоляция только на крепежном выступе первого шкива – соотношение измеренных поверхностных температур для шкивов и оценивают интенсивность конвективно-лучистого теплообмена наружных матовых и полированных поверхностей первого шкива и находят тепловые потери. Шестой этап выполняют по схеме: остановка буровой лебедки – время естественного охлаждения – галетные датчики теплового потока – рассчитанные поверхностные температуры и их соотношения для шкивов и оценивают интенсивность лучисто-конвективного теплообмена наружных матовых и полированных поверхностей шкива до температуры окружающей среды. Седьмой этап выполняют по схеме: принудительное воздушное охлаждение – нагревание – время процесса – теплоизоляция снята с крепежного выступа первого шкива – соотношение измеренных поверхностных температур для шкивов и оценивают количество теплоты, которое отводится кондуктивным теплообменом от крепежного выступа шкива в тело фланца барабана лебедки. Восьмой этап выполняют по схеме: принудительное воздушное охлаждение – шкивы оборудуют жидкостными камерами - стенки камеры второго шкива полностью теплоизолируют – нагревание – время процесса – соотношение измеренных поверхностных температур для шкивов и оценивают количество теплоты, отводимое кондуктивным теплообменом от нижней части обода первого шкива в каркас камеры и от ее стенок лучисто-конвективным теплообменом в окружающую среду. Девятый этап выполняют по схеме; остановка буровой лебедки – заливка жидкости в количестве $2/3$ объема камеры первого нагретого шкива – посадка накладок лент на рабочую поверхность ободов шкивов – соотношения измеренных поверхностных температур для шкивов при отключенных системах принудительного их охлаждения и оценивают количество теплоты, отведенное от частей обода первого шкива. Десятый этап выполняют по схеме: принудительные воздушные системы разгерметизируют – шкивы разогреты вместе с жидкостью в

камерах – нагревание – время процесса – соотношение измеренных поверхностных температур для шкивов и оценивают эффективность принудительного жидкостного охлаждения пар трения тормоза. Одиннадцатый этап выполняют по схеме: остановка буровой лебедки – заправка объемов камер паровоздушной смесью под давлением в камеры нагретых шкивов – посадка накладок лент на рабочую поверхность ободов шкивов – соотношения измеренных поверхностных температур для шкивов при отключенных системах принудительного воздушного охлаждения и определяют количество теплоты, отведенное от частей обода первого шкива. Двенадцатый этап выполняют по схеме: принудительные воздушные системы включены – шкивы разогреты вместе с паровоздушной смесью в камерах – нагревание – время процесса – соотношение измеренных поверхностных температур для шкивов и оценивают эффективность косвенного принудительного паровоздушного охлаждения пар трения тормоза. Тринадцатый этап посвящен определению коэффициентов теплопередачи в теплообменных процессах через многослойные объекты, т.е. пары трения, имеющие составные шкивы с камерами охлаждения и градиентов коэффициентов теплопередачи в теплообменных процессах системы.

В качестве примеров рассмотрим первый и четвертый этапы исследований.

Первый этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты конвективно-лучистым теплообменом при работе принудительной воздушной системы охлаждения омывающей внутренние поверхности нижней и верхней части составного обода тормозного шкива. Этап осуществляется без жидкостных камер.

В первом составном шкиве отключают систему принудительного охлаждения циркулирующего воздуха, а во втором – оставляют ее открытой. При этом наружные матовые и полированные (кроме рабочих) поверхности составных шкивов теплоизолируют от окружающей среды.

Циклическими торможениями доводят температуру поверхности трения первого составного шкива от минимальной t_1 до t_2 (выше допустимой для материалов фрикционной накладки), фиксируя при этом температуры t_1 и t_2 с помощью термопар, а также время нагревания τ рабочей поверхности первого тормозного шкива. При этом фиксируют температуру t_3 с помощью термопар второго тормозного шкива. В дальнейшем путем усреднения замеренных температур на рабочих поверхностях ободов первого и второго составных шкивов устанавливают их соотношение. Последнее характеризует отношение второго $(t_3 - t_1)$ к первому $(t_2 - t_1)$ составному шкиву, которое и определяет долю теплоты рассеиваемой в окружающую среду конвективно-лучистым теплообменом. Так,

например, при соотношении указанных температур $\frac{480-100}{500-100} = 0,95$

доля теплоты, которая рассеивается в окружающую среду конвективно-лучистым теплообменом от внутренних поверхностей обода составного тормозного шкива, составляет 5,0%.

Четвертый этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты лучисто-конвективным теплообменом от их полированных рабочих и нерабочих поверхностей при нахождении шкивов в статике

Замеренные тепловые потоки q от полированных рабочих и нерабочих поверхностей с помощью галетных датчиков сначала усредняют, а затем по зависимости вида $t_3 - t_0 = q\delta / \lambda$ (где δ – одинаковая толщина верхней и нижней части обода шкива; λ – коэффициент теплопроводности материала обода шкива; температура нерабочей полированной поверхности равна 450,0°C, а рабочей поверхности – 500,0°C) определяют энергонагруженность полированных рабочих и нерабочих противоположных поверхностей составного шкива. При этом представляется возможным определить градиенты температуры по толщине верхней и нижней части обода шкива.

Анализ результатов оценки теплового баланса усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их принудительном охлаждении. Перейдем непосредственно к теплообменным процессам, наблюдаемых в серийных тормозных шкивах и в составных шкивах (усовершенствованных) согласно работы [4] при вынужденном воздушном охлаждении их поверхностей. Особенностью охлаждения является то, что в усовершенствованном тормозном шкиве площадь матовых наружных поверхностей равна 20 % от площади матовых внутренних поверхностей системы воздушного охлаждения. При этом скорости омывающих потоков будут разными, а следовательно, количество омывающего воздуха наружные и внутренние матовые поверхности будет одинаковым.

Принудительное жидкостное охлаждение пар трения ленточно-колодочного тормоза имеет отличительную особенность в том, что при положении сверху камеры с жидкостью интенсифицируется лучистый теплообмен от полированной поверхности нижней части составного шкива. При положении снизу камеры с жидкостью лучистый теплообмен исчезает, поскольку указанная поверхность обода омывается жидкостью.

На основании системного анализа различных видов теплообмена серийного и усовершенствованного тормозного шкива и была предложена табл. 1, в которой и проиллюстрирована

эффективность принудительного воздушно-жидкостного охлаждения составного шкива на двенадцати этапах исследований.

Таблица 1 – Обозначение поверхностей, названия различных видов теплообмена и эффективность принудительного воздушно-жидкостного охлаждения составного шкива тормоза

Обозначение	Название поверхностей систем охлаждения:	Вид теплообмена	Эффективность в %	
			от	до
<i>вынужденное воздушное</i>				
А	полированная (рабочая) обода шкива	лучисто-конвективный	6,5	8,0
Б	матовая нерабочая обода шкива	конвективно-лучистый	5,0	6,5
В	матовые крепежного выступа обода шкива	конвективно-лучистый	1,0	2,0
Г	матовые реборд обода шкива	конвективно-лучистый	0,5	1,0
Д	матовые конических и цилиндрических отверстий обода шкива	лучисто-конвективный	0,25	0,5
Е	матовые кольцевых камер обода шкива	лучисто-конвективный	5,0	6,5
<i>кондуктивное (теплопроводностью)</i>				
Ё	матовые крепежного выступа обода шкива с фланцем барабана	кондуктивно-конвективный	2,0	5,0
Ж	матовые стенки жидкостной камеры с нижней частью обода шкива	кондуктивно-лучистый	3,0	6,0
<i>принудительное жидкостно-воздушное</i>				
З и И	полированной нерабочей обода шкива: через слой воздуха с жидкостью; с омываемой жидкостью	лучисто-конвективный; конвективный	10,0 15,0	20,0 25,0
Й	матовой камеры с омываемой жидкостью	конвективный	20,0	30,0
К	матовой наружной камеры с омывающим воздухом	лучисто-конвективный	5,0	10,0

Анализ полученных результатов позволяет констатировать следующее:

– принудительное воздушное охлаждение обладает слабой эффективностью, но зато способствует росту градиента объемной температуры по толщине верхней и нижней части обода шкива, что вызывает интенсификацию лучистого теплообмена от нерабочей полированной поверхности составного шкива;

– кондуктивный теплообмен в сопряжениях «крепежный выступ шкива – фланец барабана» и «нижняя часть обода шкива – каркас камеры» способствует усилению принудительного воздушного охлаждения матовых и полированных поверхностей составного шкива;

– принудительное жидкостное охлаждение составного шкива является наиболее эффективным, поскольку термодинамическое состояние жидкости изменяется в зависимости от энергонагруженности шкива.

Выводы. Таким образом, произведена оценка теплового баланса составного тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при лучистом и сложном теплообмене, который необходимо учитывать при проектировании новых типов тормозных шкивов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин В.А. Основы экспериментальной термодинамики / В.А. Кириллин, А.Е. Шейдлин – М. – Л.: Государственное энергетическое издательство, 1950. – 310 с.

2. Нестационарный теплообмен / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.

3. Чуфус В.М. Энергонагруженность пар трения ленточно-колодочного тормоза при их воздушно-жидкостном охлаждении в буровой лебедке // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 1(74). – С. 35–47.

4. Патент РФ №2279579С2, МПК F16D 65/813. Способ нагревания и охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок при оценке их теплового баланса / А. И. Вольченко, А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, П.Ф. Пургал, Л.И. Криштопа; заявитель и патентообладатель Кубанский государственный технологический университет; заявл. 30.08.2004; опубл. 10.07.2006, Бюл. №19. – 9 с.

5. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов тормозов буровых лебедок / А.Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник и др. – Баку: Апострофф, 2016. – 311 с.

**ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»**

Структура, конструкція, кінематика машин
Динаміка, міцність, стійкість
Приводи і системи керування
Діагностика, експлуатація і ремонт
Технологія виробництва машин
Логістика і механізація вантажно- розвантажувальних робіт
Робототехніка
Організація виробництва, економіка, екологія
Науково-методичні питання

ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі MS Word відповідно наступних вимог:

параметри сторінки - формат "Другой" **17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху - 2см, знизу - 2,5 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Cyr 12 pt Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

основний текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

Таблиця повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

Ілюстрації виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату *.tif, *.psx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвиськом автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підрисуночного підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

Анотації трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.

2. Стаття в електронному вигляді.

3. Експертний висновок про можливість опублікування.

4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).

5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті здобувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.