

УДК 621.88

Ів. Гевко, канд. техн. наук

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК МІЖ КОНСТРУКТИВНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ГВИНТОВИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ І ЗАХИСНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАВАНТАЖЕННЯ**

*Резюме.* Розроблено класифікацію гвинтових транспортно-технологічних механізмів і визначено їх функціональні можливості за: конструктивними особливостями, особливостями гвинтового робочого органу, особливістю конструкції приводного вала, а також за характером виконання операцій, вектором напрямку руху матеріалу, особливістю конструкції жолоба тощо. Розроблено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових механічних систем і захисних механізмів від характеру навантаження, що накладає відповідні обмеження при конструюванні гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Виведено аналітичні залежності визначення сил і пружних деформацій гвинтового робочого органу гвинтових транспортно-технологічних механізмів і максимального крутного моменту, на передачу якого повинна налаштовуватися запобіжна муфта даної системи.

*Ключові слова:* шнек, гвинтові транспортно-технологічні механізми, привод, запобіжний механізм, запобіжна муфта, момент спрацювання, навантаження.

**Iv. Gevko**

## **A DESIGN OF INTERCOMMUNICATION OF STRUCTURAL DESCRIPTIONS OF SPIRAL MECHANICAL SYSTEMS AND NOCIFENSORS IS FROM CHARACTER OF LOADING**

*Summary.* Classification of spiral transport technological mechanisms are developed and their functional possibilities are found according to: structural features, characteristics of spiral working organ, feature of the shaft, and due to the operations character, according to vector of direction of material motion, according to the characteristic of the chamber design, etc.

It was found that the productivity of multispiral screw workings organs is greater anespiral, and the direction of the load motion in the conveyer depends on the direction of rotation and direction of screw coils. The loading of the material is performed through the holes in the chamber gate, through the loading attachments and from a bunker. Unloading can be in different places of the conveyer through openings. It was found the transport technological mechanisms can be with permanent and cyclic principle of work as to the principle of operation.

It was determined, that the selection of spiral transport technological mechanisms is conducted on the basis of their comparative estimation with the typical representatives of machines, which carry out of the same type operations and economic factor. The basis of comparisons is highly efficient spiral transport technological

*mechanisms, their initial cost, operation cost (expenditures for personnel payment, power expenses, maintenance and repair cost), productivity and the quality of the technological process.*

*The scheme of relation of the structural characteristics of the spiral mechanical system and protective mechanisms depending on the character of loading which cause certain limitations while constructing of spiral transport technological mechanisms and maximal response moment the transmission of which the safety clutch of this system must be fitted, were found.*

**Key words:** *screw, screw transport technological mechanism, safety mechanism, safety clutch, response moment, loadings.*

### **Умовні позначення**

$T$  – крутний момент, що сприймає гвинтовий робочий орган, Нм;  
 $F_a$  – осьова сила, Н;  
 $\psi$  – кут піднімання витка спіралі по його середньому діаметру, град.;  
 $\varphi$  – зведений кут тертя у зоні контакту «виток спіралі-сипучий вантаж», град;  
 $D, d$  – найбільший і найменший діаметри гвинта, що транспортує вантаж, м;  
 $\alpha$  – кут при вершині вихідного отвору, град.;  
 $f$  – коефіцієнт тертя вантажу з кожухом транспортера;  
 $\gamma$  – об'ємна маса вантажу (густина), кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;  
 $l$  – довжина витка спіралі (крок), м;  
 $L$  – довжина гвинтового робочого органу, м;  
 $n$  – число витків спіралі на довжині гвинтового органу,  $n = L / l$ ;  
 $W_p$  – полярний момент опору перерізу, м<sup>3</sup>;  
 $M_{кр}$  – максимальний момент, що сприймає гвинтовий робочий орган, Нм;  
 $\tau_{max}$  – максимальні дотичні напруження, МПа.

**Постановка проблеми.** Для ефективного виконання операцій в кінематичних ланцюгах багатьох машин використовують різноманітні елементи і механізми захисту. Відповідно й у приводах гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) використовують запобіжні муфти (ЗМ). Специфіка виконання транспортно-технологічних операцій гвинтовими механізмами машин полягає в тому, що в процесі роботи досить часто виникають різноманітні перевантаження, що призводять до поломок робочих органів. Виходячи з цього, приводи ГТТМ потрібно оснащувати оптимальними захисними пристроями, які б повною мірою відповідали умовам роботи та характеристикам перевантажень відповідних машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основи конструювання і дослідження ГТТМ заклали вчені П.М. Василенко, А.А. Вайнсон, А.М. Григор'єв, Р.Л. Зенков, В.Г. Іванов, Ф.К. Іванченко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, В.С. Ловейкін, А.А. Вайнсон, Х. Герман та інші. Теоретичні основи кінето-статичного та динамічного дослідження ЗМ, їх синтезу й конструювання, методик експериментальних досліджень заклали вітчизняні вчені Д.М. Решетов [1], В.К. Тепінкічєв [2], В.С. Поляков [3], О.А. Ряховський, І.Д. Барбаш, В.О. Малащенко [4], Б.І. Кіндрацький [5], А.З. Паламаренко, Е.М. Попов, Я.І. Єсипенко, С.Г. Афанасєв, С.М. Кожевніков, Б.М. Гевко, М.С. Тривайло, С.Г. Нагорняк [6], І.В. Луців, С.К. Дяченко, Н.Ф. Кіркач, М.Г. Лопаткін, Е.Н. Ізотов, Е.П. Флік, Е.М. Попов, Р.Б. Гевко, М.І. Хрісанов та інші. Проте питанням ефективного захисту гвинтових робочих органів і розроблення моделей вибору раціональних захисних механізмів для

гвинтових транспортно-технологічних механізмів, виходячи з їх конструктивних і технологічних особливостей, не приділялося належної уваги.

**Метою роботи** є розроблення моделі вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Роботу виконано згідно з постановою Кабінету Міністрів України «Високоєфективні технології в машинобудуванні, енергетиці та агропромисловому комплексі на 2010...2015 рр.».

**Постановка завдання.** Розробити модель вибору захисних механізмів для гвинтових транспортно-технологічних механізмів, виходячи з їх конструктивних і технологічних особливостей.

**Результати досліджень.** У народному господарстві ГТТМ застосовують для переміщення на невеликі відстані пиловидних і зернистих насипних матеріалів (цемент, вапно, мелена глина, вугільний штиб, гіпс та інші сипкі матеріали), а також тістоподібних і в'язких (бетон, мокра глина, тісто й ін.) у горизонтальному, рідше – в похилому та вертикальному напрямках. У деяких машинах, як наприклад, розчино- та бетонозмішувачі безперервної дії, ГТТМ виконують одночасно технологічну і транспортну функції. Іноді їх використовують як живильники, наприклад, у навантажувальних та інших машинах.

До переваг ГТТМ відносять простоту конструкцій і їх обслуговування, надійність у роботі, герметичність переміщуваного вантажу та можливість його розвантаження в будь-якому місці конвеєра, можливість транспортування по криволінійних трасах тощо.

Недоліками використання ГТТМ є часткове подрібнення крихкого матеріалу, підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу об жолоб та лопаті гвинта, порівняно невелика продуктивність (до 200 м<sup>3</sup>/год) і мала довжина транспортування на один привод (до 75 м).

ГТТМ може складатися з нерухомого або рухомого жолоба з циліндричним або напівциліндричним днищем, вала із закріпленням на ньому гвинтом, привода із запобіжною чи іншою муфтою, завантажувального пристрою тощо. Вал монтують у кінцевих і (або) проміжних підшипниках, які, як правило, закріплюють до поперечних планок жолоба.

В загальному ГТТМ поділяють на жорсткі, гнучкі, комбіновані, роликово-гвинтові та механізми з гвинтовими лотками (рис. 1). Найбільшого застосування набули жорсткі ГТТМ, проте й інші типи мають добрі перспективи розвитку.

За конструктивними особливостями їх класифікують так:

- гнучкі, жорсткі, комбіновані, роликово-гвинтові та механізми з гвинтовими лотками;
- шнеки, живильники, транспортні труби, бункери вібраційні з гвинтовими елементами;
- одно- і багатоспіральні;
- суцільні та секційні;
- з валом та без вала;
- з правим і лівим напрямками навівання робочого органу;
- з постійним та змінним кроками;
- з перервним і неперервним циклом робіт;

- пересувні та стаціонарні;
- з циліндричним та профільним шнеками.

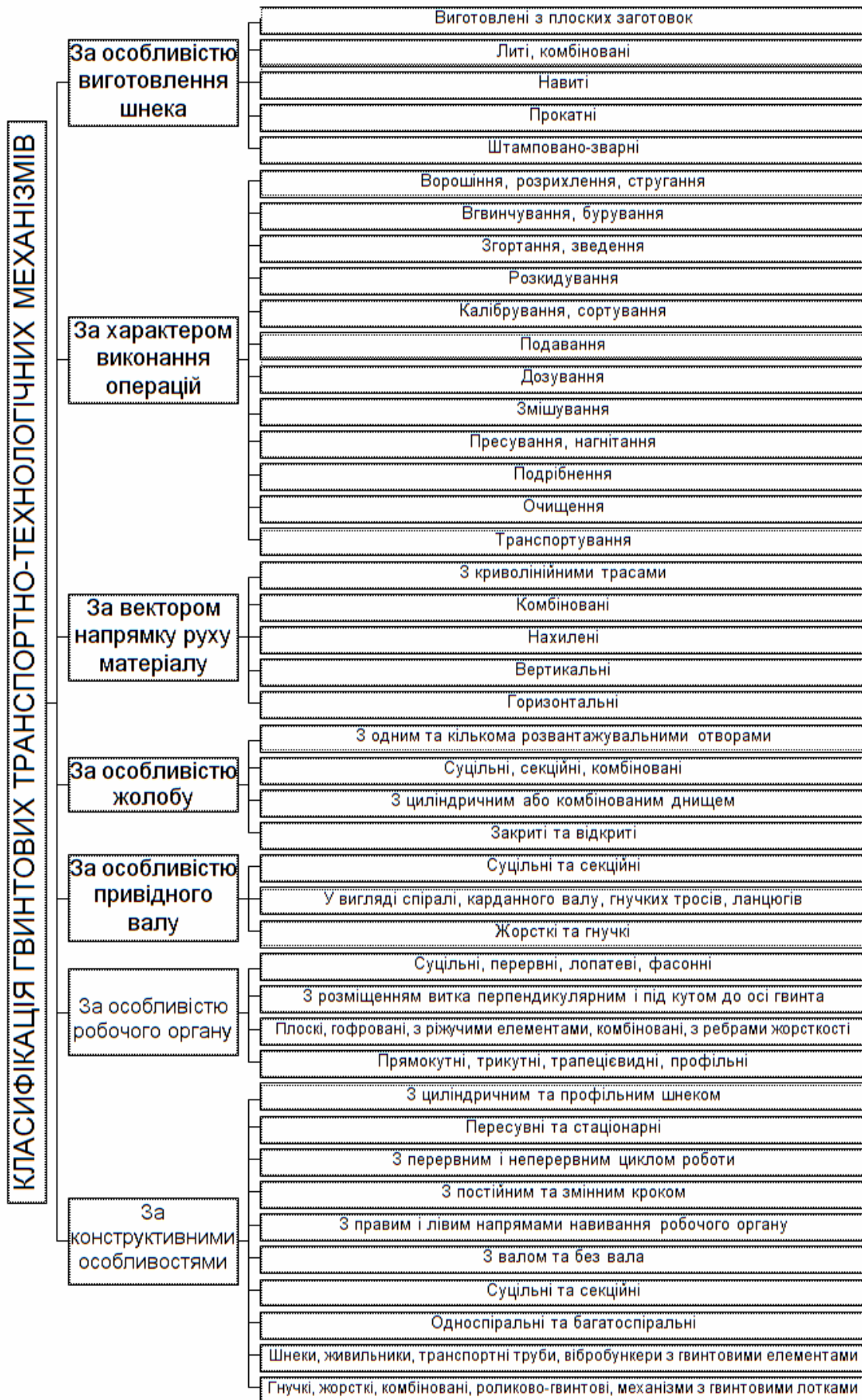


Рисунок 1. Класифікація гвинтових транспортно-технологічних механізмів за конструктивними і технологічними ознаками  
 Figure 1. Classification of spiral transport technological mechanisms is after structural and technological signs

Продуктивність багатоспіральних гвинтових робочих органів є більша, аніж односпіральних, а напрям руху вантажу в конвеєрі залежить від напряму обертання та напряму витків гвинта. Завантаження матеріалу виконується крізь отвори у кришці жолоба, через завантажувальні насадки та з бункера. Розвантаження може відбуватися в різних місцях конвеєра через шибери та інші отвори. За принципом дії ГТТМ бувають з перервним і неперервним циклом роботи і в першому випадку є обов'язковою зупинка подавання матеріалу на визначений період.

За конструктивними особливостями гвинтової поверхні робочого органу ГТТМ поділяють на:

- прямокутні, трикутні, трапецієподібні та профільні;
- плоскі, гофровані, з ріжучими елементами, комбіновані, спеціальні змішувальні, з ребрами жорсткості;
- з розміщенням витка перпендикулярним і під кутом до осі гвинта;
- суцільні, перервні, лопатеві та фасонні.

Суцільними гвинтами транспортують сипкі матеріали (цемент, крейду, сухий пісок, гранульований шлак, сипкі матеріали агропромислового комплексу тощо), а перервними – дрібношматкові (гравій, шлак негранульований); також ними здійснюють змішування матеріалів. У перервного гвинта продуктивність на 20...30% менша, аніж у суцільного. Тістоподібні та мокрі матеріали транспортують фасонними або лопатевими гвинтами.

Приводні вали ГТТМ можуть бути: жорсткими та гнучкими; у вигляді спіралі, карданного вала, гнучких тросів, ланцюгів; суцільними та секційними.

Жолоби ГТТМ поділяють на: закриті та відкриті; з циліндричним або комбінованим днищем; суцільні, секційні та комбіновані; з одним та кількома розвантажувальними отворами.

ГТТМ з кількома розвантажувальними отворами найчастіше використовують в якості класифікаторів.

За вектором напрямку руху транспортування матеріалу ГТТМ бувають горизонтальні, вертикальні, нахилені, комбіновані та з криволінійними трасами. Для живлення та підпору матеріалу, який транспортують конвеєром у вертикальному напрямку догори, знизу можна встановлювати гвинтовий горизонтальний живильник.

З допомогою ГТТМ виконують такі операції: поздовжнє і поперечне транспортування; змішування; дозування; подавання; очищення; сортування; калібрування; згортання; зведення; розкидання; нагнітання; пресування; подрібнення; стругання; розрихлення; бурування; вгвинчування.

За технологічними особливостями виготовлення робочого органу ГТТМ класифікують таким чином: штамповано-зварні; прокатні; навиті; литі; комбіновані; виготовлені з плоских заготовок.

Спосіб отримання спіралі залежить від матеріалу. В основному в якості матеріалу використовують сталі, рідше пластмаси, з яких виготовляють окремі сегменти або секції шнеків литвом. Серед способів виготовлення робочих органів ГТТМ поширеними є навивання, прокатування і штампування та розгинання окремих секцій з їх подальшим зварюванням. Найбільш використовують спосіб навивання, а в серійному та масовому виробництвах економічно доцільно використовувати прокатування.

Транспортування вантажів у вертикальному напрямку можна ефективно здійснювати роликово-гвинтовими конвеєрами. Особливостями останніх є ролики, які бувають суцільні та збірні, меншого і більшого діаметрів, з фрикційними та металічними поверхнями, з приводним та самовільним обертанням, з постійним та змінним кроками транспортної доріжки.

Підбір ГТТМ проводиться на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції й не суттєво відрізняються за продуктивністю, енерговитратами та іншими техніко-економічними показниками. За базу при проведенні порівняння приймають існуючі високопродуктивні ГТТМ, зокрема їх початкову вартість, вартість експлуатації (витрати, пов'язані з оплатою праці обслуговуючого персоналу, енерговитрати, витрати на ремонт і обслуговування), продуктивність та якість виконання технологічного процесу (відсоток пошкодженого, невідсепарованого, неподрібненого, невитисненого матеріалу тощо). При виборі та оцінюванні конструкції ГТТМ слід також враховувати, що середній споживач у своєму виборі в першу чергу керується якістю виробу, а його ціна відходить на другий план. Тому при розробленні нових та модернізації існуючих конструкцій ГТТМ найперше акцент слід робити на безпеку експлуатації, функціональну та конструкційну якість, дизайн, надійність тощо, постійно проводити функціонально-вартісний інжиніринг та аналіз [7]. Економічну ефективність потрібно визначати за питомими витратами енергетичних і матеріальних ресурсів, показниками якості роботи, кількістю обслуговуючого персоналу та продуктивністю праці, а також надійністю виконання технологічного процесу та безвідмовністю роботи. Це, у свою чергу, залежить від правильного підбору захисних пристроїв, що мають забезпечити захист від перевантаження ГТТМ. Тому ми розробили схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових механічних систем і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 2).

Користуючись даною схемою залежно від характеру навантаження на робочому органі ГТТМ та її конструктивних характеристик можна підібрати адекватні захисні механізми, а саме: бункерні захисні решітки, захисні насадки для втягуючих магістралей шнеків, запобіжні чи пружні муфти (компенсатори ударних навантажень і пускових моментів) або комбіновані пружно-запобіжні муфти, що поєднують функціональні характеристики обох видів. При цьому проведення підбору бункерних захисних решіток і захисних насадок є нескладним процесом і залежить від розмірів частинок транспортованого вантажу, продуктивності ГТТМ і необхідності дотримання умови її ефективного завантаження [8]. Складіший процес вибору ЗМ, модель яких для ГТТМ розроблено в роботі [9]. При цьому розрахунок максимального крутного моменту, який повинен передаватись робочим органом ГТТМ і ЗМ, представлено нижче.

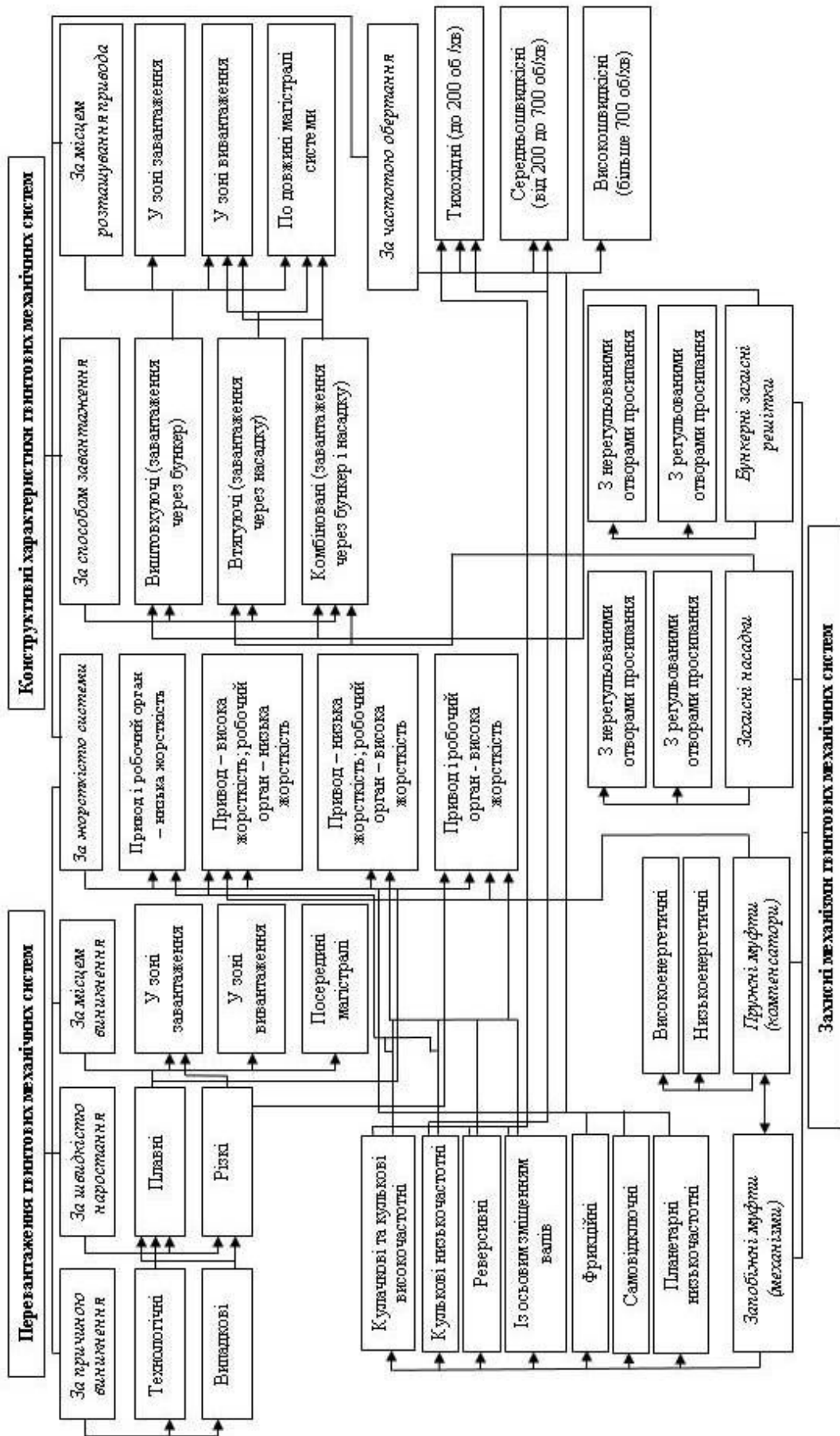


Рисунок 2. Схема взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових механічних систем і захисних механізмів від характеру навантаження  
 Figure 2. Scheme of interrelation of structural characteristics of the spiral mechanical system and protective mechanisms depending on the loading



Під час транспортування вантажу гвинтовий робочий орган (спіраль або вал зі спіраллю) піддається дії крутного моменту. Розрахункова схема зображена на рис. 3.

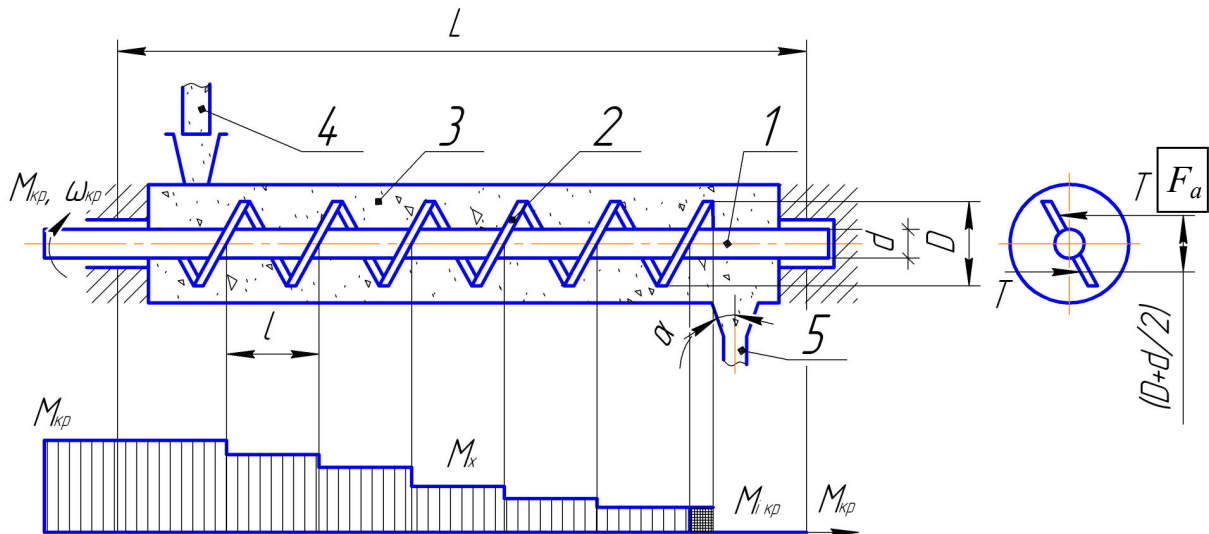


Рисунок 3. Розрахункова схема визначення сил і пружних деформацій гвинтового робочого органу:  
 1 – робочий орган; 2 – гвинтовий елемент; 3 – насипний вантаж; 4 – бункер для завантаження; 5 – вихідний отвір;  $L$  – довжина шнека;  $l$  – крок гвинтового механізму

Figure 3. Calculation scheme of determination of forces and elastic deformations of the spiral working organ: 1 – working organ; 2 – spiral element; 3 – load; 4 – loading chamber; 5 – outlet hole;  $L$  – screw length;  $l$  – spiral mechanism step

Зусилля, яке сприймають витки гвинтового елемента під час роботи, можна визначити з залежності

$$T = \frac{F_a}{\cos(\psi + \varphi')} \left( \frac{D + d}{2} \right) \left( \frac{f}{2 \sin \alpha} + \sin(\psi + \varphi') \right). \quad (1)$$

Осьове зусилля  $F_a$  можна знайти як вагу вантажу, що знаходиться між витками гвинтового робочого органу, тобто

$$F_a = \gamma g \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l. \quad (2)$$

Тоді

$$M_i = F_a \cdot f_o \left( \frac{D + d}{2} \right). \quad (3)$$

Крутний момент  $M_{кр}$  визначатимемо за формулою

$$M_{кр} = \sum_{i=1}^n M_i. \quad (4)$$

Звідси

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau]. \quad (5)$$

З цієї умови міцності й можна визначити переріз гвинтового робочого органу в будь-якому місці, визначивши  $M_x$  (див. рис. 3).

Як бачимо з розрахункової схеми, гвинтовий робочий орган піддається максимальному навантаженню у місці кріплення його з приводом. Отож і ЗМ слід підбирати і налаштовувати на відповідний передавальний крутний момент, використовуючи отримані аналітичні залежності.

### **Висновки**

1. Розроблено класифікацію гвинтових транспортно-технологічних механізмів за конструктивними і технологічними ознаками.

2. Розроблено модель взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових транспортно-технологічних механізмів і механізмів захисту від характеру навантаження.

3. Виведено аналітичну залежність визначення міцності гвинтового робочого органу гвинтових транспортно-технологічних механізмів, виходячи з чого можна здійснювати ефективний підбір запобіжних муфт та їх налаштування на відповідний передавальний крутний момент.

### **Conclusions**

1. Classification of spiral transport technological mechanisms is developed according the structural and technological features, was developed.

2. The model of interrelation of the structural characteristics of spiral transport technological mechanisms and protective mechanisms according to the loading character was developed.

3. Analytical dependence of determination of strength of the spiral working organ of spiral transport technological mechanisms was found, which result in effective selection of safety clutch and their adjustment on the proper transmission toque.

### **Список використаної літератури**

1. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов [Текст] / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 469 с.
2. Тепинкевич, В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков [Текст] / В.К. Тепинкевич. – М.: Машиностроение, 1969. – 157 с.
3. Поляков, В.С. Справочник по муфтам [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.
4. Малащенко, В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків [Текст] / В.О. Малащенко. – Львів: Нац. ун-т «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
5. Кіндрацький, Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій [Текст] / Б.І. Кіндрацький // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т.8, №1. – С. 73–82.
6. Нагорняк, С.Г. Предохранительные механизмы метало-обрабатывающего оборудования: справочник [Текст] / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. – Киев: Техника, 1992. – 72 с.
7. Гевко, І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми [Текст] / І.Б. Гевко // Розрахунок і конструювання. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с .
8. Гевко, І.Б. Аналіз конструкцій і розрахунок завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів [Текст] / І.Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 2000. – Т. 7. – С. 160–163.
9. Гевко, І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин [Текст] / І. Гевко // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66–72.

*Отримано 03.07.2012*