

ВСТУП

Стрічкові конвеєри є основним засобом безперервного транспорту на гірничих підприємствах. Широке впровадження стрічкових конвеєрів на шахтах, кар'єрах та збагачувальних фабриках сприяє підвищенню технічного рівня та ефективності гірничого виробництва та створює сприятливі умови для застосування потокової технології. Характерною тенденцією сучасного розвитку стрічкових конвеєрів в Україні і за кордоном є значне збільшення їхньої продуктивності, довжини та потужності, що пов'язано зі збільшенням вантажопотоків та довжини транспортування.

Рівень конвеєризації гірничих підприємств безперервно зростає, а освоєння нових великих родовищ, безсумнівно, вимагатиме широкого впровадження потужніших стрічкових конвеєрів та конвеєрних ліній великої протяжності.

Поряд із багатьма вирішеними завданнями в теорії стрічкових конвеєрів ще залишаються проблеми, які дуже актуальні при оцінці працездатності конвеєра в цілому та різних його вузлів. Особливості розрахунку стрічкових конвеєрів продиктовані умовами їхнього застосування на гірничих підприємствах. Численними дослідженнями встановлено, що транспортні вантажопотоки на гірських підприємствах змінюються дуже істотно, причому, як правило, випадковим чином.

Важливим етапом у докорінному удосконаленні конструкції підземних стрічкових конвеєрів стало впровадження у гірничій промисловості розроблених з урахуванням експлуатаційно-технічних вимог типового уніфікованого низки стрічкових конвеєрів. В даний час заводами вугільного машинобудування випускаються серійно та в дослідно-промислових зразках нові, прогресивні типи стрічкових конвеєрів для участкових та капітальних горизонтальних та нахилих виробок та нахилих стволів шахт. Параметри нових конвеєрів суттєво перевищують технологічні параметри експлуатованих досі на шахтах стрічкових конвеєрів і не поступаються за своїми показниками кращим зарубіжним

конструкціям, завдяки чому створено технічну базу для корінного переозброєння шахтного транспорту та посилення його конвеєризації.

Удосконалення конструкції стрічкових конвеєрів та доведення параметрів типових конвеєрів до сучасного технічного рівня стало можливим завдяки тому, що гумотехнічною промисловістю освоєно випуск та виготовлення високоміцних синтетичних тканинних стрічок, стрічок з негорючим покриттям, а також гумотросових стрічок.

Опис конструкції та характеристики нових типів вітчизняних стрічкових конвеєрів уніфікованого ряду та їх основних вузлів, раціональні області їх застосування для різних гірських розумів, а також дані про найпрогресивніші типи зарубіжних конструкцій, дозволили проаналізувати та встановити основні напрямки подальшого удосконалення та розвитку стрічкових конвеєрів .

Отже дослідження процесу роботи двохбарабанного приводу стрічкового конвеєру та заміна електричного приводу на гідравлічний є **актуальним науково-технічним завданням**.

Метою роботи є покращення режиму роботи двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів за рахунок заміна електричного приводу на гідравлічний.

Об'єкт досліджень – процес роботи двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів з гідравлічним приводом.

Предмет дослідження – параметри гідравлічної мережі двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів.

Задачі дослідження:

- провести аналіз шляхів удосконалення конструкцій двобарабанних приводів стрічкових конвеєрів;
- провести дослідження задля визначення оптимальних параметрів гідродвигунів та гідромереж приводу конвеєра;
- обґрунтувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри гідравлічної мережі двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів.

1. АНАЛІЗ БАГАТОПРИВДНИХ СТАНЦІЙ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1. Аналіз відомих конструкцій багатопроводних станцій стрічкових конвеєрів

Привідні станції стрічкових конвеєрів призначені для передачі тягового зусилля стрічці за допомогою сил тертя, що реалізуються на поверхні їх виконавчих органів - приводних барабанів. Експлуатаційні якості приводів характеризуються [15, 16, 22, 23, 29, 31, 34, 35, 42]:

- фрикційною тяговою здатністю, тобто максимальним тяговим зусиллям, яке реалізується за допомогою сил тертя;
- тяговою здатністю за потужністю приводних електродвигунів, яка зазвичай узгоджується з фрикційною.

Фрикційна тягова здатність приводу визначається сумарним тяговим фактором приводних барабанів і величиною попереднього натягу конвеєрної стрічки, створюваного перед пуском конвеєра його натяжним пристроєм. Досконалість приводу за фактором фрикційної тягової здатності визначається часткою попереднього натягу стрічки в її максимальному натягу. Чим менша ця частка - тим досконаліший привід. Саме ця ознака закладена у досить різноманітних конструктивних схемах приводів сучасних стрічкових конвеєрів (рис. 1.1), у яких збільшення фрикційної тягової здатності досягається найчастіше шляхом збільшення тягового фактора приводних барабанів [9, 10, 13, 17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47].

У однобарабанних приводів, характерних для конвеєрів загального призначення, це досягається збільшенням кута обхвату барабана та футеруванням його поверхні фрикційними матеріалами (рис. 1.1, а-г).

У багатобарабанних приводів, характерних для підземних конвеєрів, це досягається збільшенням числа приводних барабанів (рис. 1.1, д-з).

Для збільшення тягової здатності можуть бути використані додаткові зчеплення стрічки з приводним барабаном за допомогою механічних притискних пристроїв (рис. 1.1, і-л) та магнітних сил та атмосферного тиску (рис. 1.1, с).

У конвеєрів для підземних робіт вітчизняних та зарубіжних конструкцій використовуються найчастіше двобарабанні приводи, виконані за схемами (рис. 1.1, е і з). Перевага приводів з S-подібним запасуванням стрічки на приводних барабанах (рис. 1.1, е) - компактність виконання приводу.

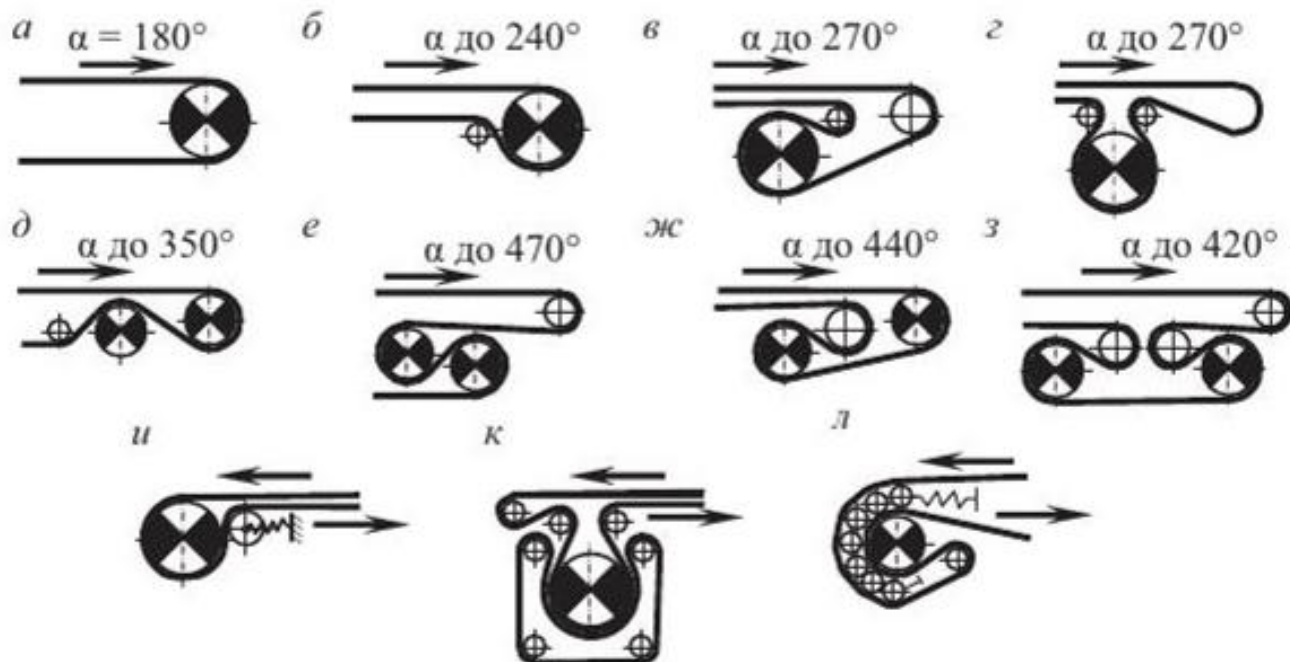


Рис. 1.1 - Схеми приводних станцій: а-г — однобарабанних; д-з — двобарабанних; и-м - з механічними притискними пристроями [9, 10, 13, 17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]

Однак перший по ходу стрічки приводний барабан огинається забрудненою поверхнею робочої гілки конвеєрної стрічки, що знижує його тяговий фактор і фрикційну тягову здатність приводу. При різному ступені зносу футеровки барабанів і різниці їх діаметрів, що утворюється в цьому випадку, а також внаслідок різниці натягу ділянок стрічки, що набігають на перший і другий барабан, на одному з них, при жорсткому кінематичному зв'язку між ними (рис. 1.2, г), може виникнути пробуксування стрічки, що призводить до зношування обкладки стрічки та надмірного нагрівання поверхні барабана, неприпустимого за умов пожежної безпеки [7, 32, 33].

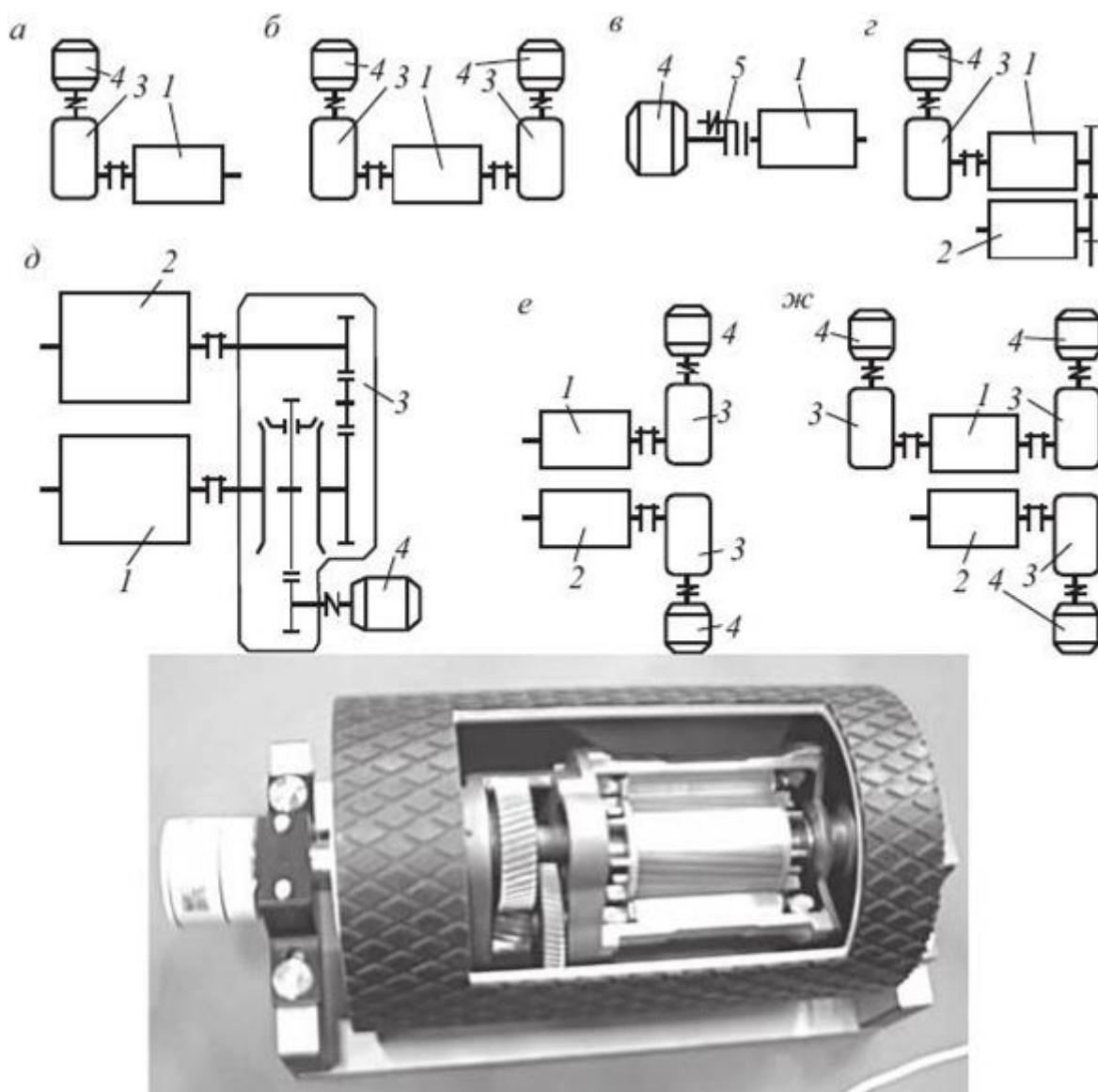


Рис. 1.2 - Схеми розміщення електроприводів: І - однобарабанних (а-в) та двобарабанних (г-ж) приводних станціях; 1-2 - приводні барабани; 3 – редуктор; 4 – електродвигун; 5 – сполучна муфта; ІІ - загальний вигляд мотор-барабана з вбудованим електродвигуном виконання [46].

Для усунення зазначених недоліків приводу використовують або диференціальний редуктор (рис. 1.2, д) або передачу тягового зусилля від незалежних індивідуальних приводних електродвигунів на кожен приводний барабан (рис. 1.2, е), що дозволяє, певною мірою, керувати частотою обертання двигунів за допомогою введення в ланцюг роторів додаткових опорів. У двобарабанних приводів, виконаних за схемою (див. рис. 1.2, ж-з), обидва приводні барабани огинаються чистою стороною стрічки, що забезпечує відносну

стабільність їх тягових факторів і підвищення тягової здатності приводу. Недолік такої схеми приводу – великі габарити, викликані необхідністю розміщення на приводній станції барабанів, що відхиляють. [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 46]/

Зменшення габаритів та компактності приводних станцій можна досягти шляхом використання досить давно відомих конструкцій приводних мотор-барабанів (рис. 1.2 II).

Конструкція мотор-барабана є електроприводом у вигляді вбудованого електродвигуна з механічною трансмісією (звичайний або планетарний редуктор), розміщеного у внутрішній порожнині барабана. Охолодження електродвигуна - примусове повітряне (для малих потужностей) або олійне. Барабани обладнають електромагнітними гальмами. Основна перевага мотор-барабанів – зменшення габаритів приводної станції, відсутня потреба в обслуговуванні трансмісії; Недолік - створені конструкції мотор-барабанів поки що не мають вибухобезпечного виконання і тому застосовуються тільки для конвеєрів загального призначення.

Загальним недоліком двобарабанних приводів є нерівномірність розподілу тягового зусилля, що ним реалізується, між приводними барабанами [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]

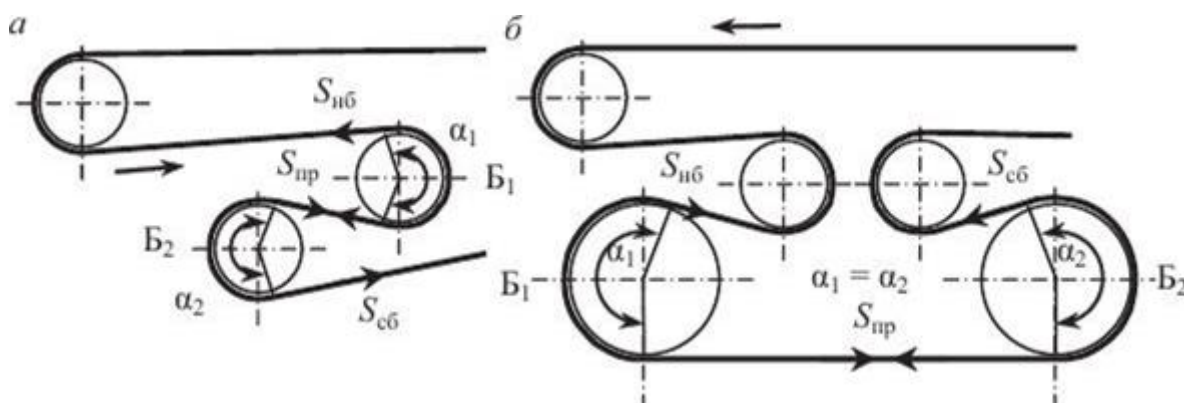


Рис. 1.3 - Схеми для розрахунку розподілу тягового зусилля між барабанами двобарабанного приводу стрічкових конвеєрів: а- з S-подібним запасуванням стрічки; б-з барабанами, що відхиляють [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]

Як впливає зі схем на рис. 1.3 тягова здатність першого по ходу стрічки

приводного барабана Б1 (його прийнято називати просто першим) становить [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]

$$F_1 = S_{\text{пр}}(e^{f_1\alpha_1} - 1), \quad (1.1)$$

$$F_2 = S_{\text{сб}}(e^{f_2\alpha_2} - 1), \quad (1.2)$$

де $S_{\text{пр}}$ - натяг проміжної гілки лєпти між барабанами Б1 та Б2; $f_1\alpha_1$ - тяговий фактор барабана Б1; $f_2\alpha_2$ - тяговий фактор барабана Б1.

Тоді співвідношення потенційних тягових зусиль між барабанами Б1 і Б2, не враховуючи впливу ковзання двигунів та реласакційних властивостей стрічки, може бути виражене рівнянням [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{e^{f_2\alpha_2}(e^{f_1\alpha_1} - 1)}{e^{f_2\alpha_2} - 1}. \quad (1.3)$$

З рівняння (1.3) випливає, що фрикційна здатність барабана Б1 буде завжди вищою, ніж барабана Б2 і тому вимагає його більшої енергоозброєності. При цьому співвідношення тягових здібностей приводних барабанів залежить від значень їх тягових факторів [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47]/

При проектуванні двобарабанних приводів конвеєрів використовується принцип їхнього блокового компонування, і з метою уніфікації приводних блоків, що включають електродвигун, редуктор і сполучні муфти, співвідношення тягових здібностей барабанів приймається рівним 2:1. Це знайшло відображення в компонувальних схемах приводів (рис. 1.2), в яких перший барабан має вдвічі більшу енергоозброєність, ніж другий. Пробуксовування стрічки на приводних барабанах завжди починається на другому барабані, що має меншу фрикційну тягову здатність [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47].

У конструкціях підземних стрічкових конвеєрів двобарабанний привід набув найбільшого поширення через необхідність реалізації приводами значних тягових зусиль внаслідок високих значень вантажопотоків і великої довжини конвеєрів [9, 10, 13,17, 26, 27, 35, 36, 37, 44, 47].

У двобарабанних приводів, наведених на рис 1.4, кожен барабан забезпечений незалежним приводним електродвигуном, передача крутного

моменту від якого вал редуктора здійснюється за допомогою гідromуфти. Гідromуфти виконують, як і у скребкових конвеєрів, функцію запобіжної ланки в кінематичній схемі приводу конвеєра, запобігаючи виходу з ладу вузлів приводу та порив стрічки при перевантаженні конвеєра; забезпечують пуск електродвигунів з плавним наростанням величини пускових струмів у їх обмотках; використовуються для регулювання та підтримки заданого розподілу навантаження між приводними електродвигунами зміною рівня заповнення їх рідиною [46].

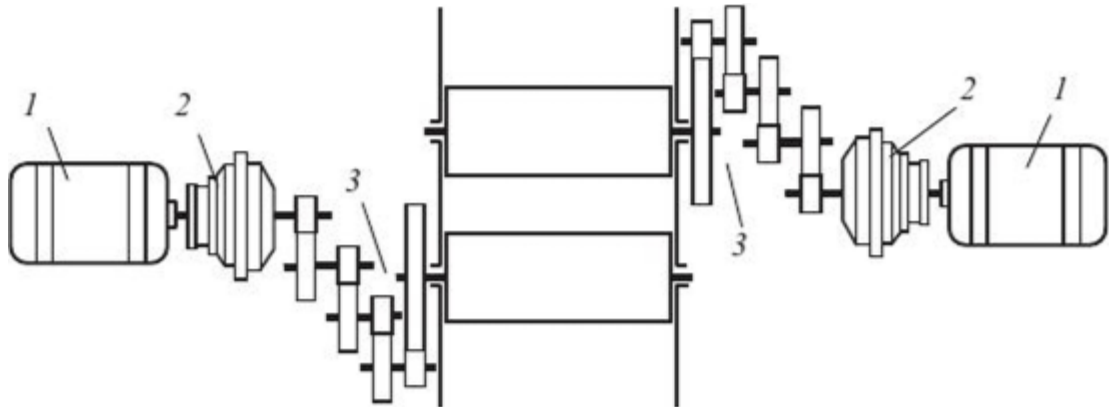


Рис. 1.14 - Кінематична схема двобарабанного приводу із незалежними приводними електродвигунами: 1 – електродвигун; 2 – гідromуфта; 3 – редуктор; Б1 та Б2 - приводні барабани [46].

1.2. Аналіз теорії двобарабанного приводу

Потужність двигунів двобарабанного приводу конвеєра виходячи із загальної потужності N_0 , яка визначається сумарним тяговим зусиллям визначається [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$N_1 + N_2 = N_0; \quad (1.1)$$

$$N_1/N_2 = K_p \quad (1.2)$$

де N_1 і N_2 - потужності відповідно першого і другого приводів; K_p - коефіцієнт розподілу потужності на приводах. З (1.1) та (1.2) отримаємо наступні формули для обчислення потужності приводів [21, 28, 46]

$$N_1 = \frac{K_p N_0}{K_p + 1}; N_2 = \frac{N_0}{K_p + 1}. \quad (1.3)$$

Таким чином, для визначення потужностей N_1 і N_2 необхідно знати загальну потужність N_0 та коефіцієнт розподілу потужностей K_p , значення якого визначають через конструктивні параметри.

Для конвеєру з двобарабанным приводом, знаходження величини K_p проводиться за допомогою виразів скористаємося виразами тягових зусиль приводів [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$W_1 = S_{сб1} (e^{\mu\alpha_1} - 1); W_2 = \frac{S_{нб2} (e^{\mu\alpha_2} - 1)}{e^{\mu\alpha_2}}, \quad (1.4)$$

де $e^{\mu\alpha_1}$ і $e^{\mu\alpha_2}$ - тягові фактори відповідно до першого і другого приводів.

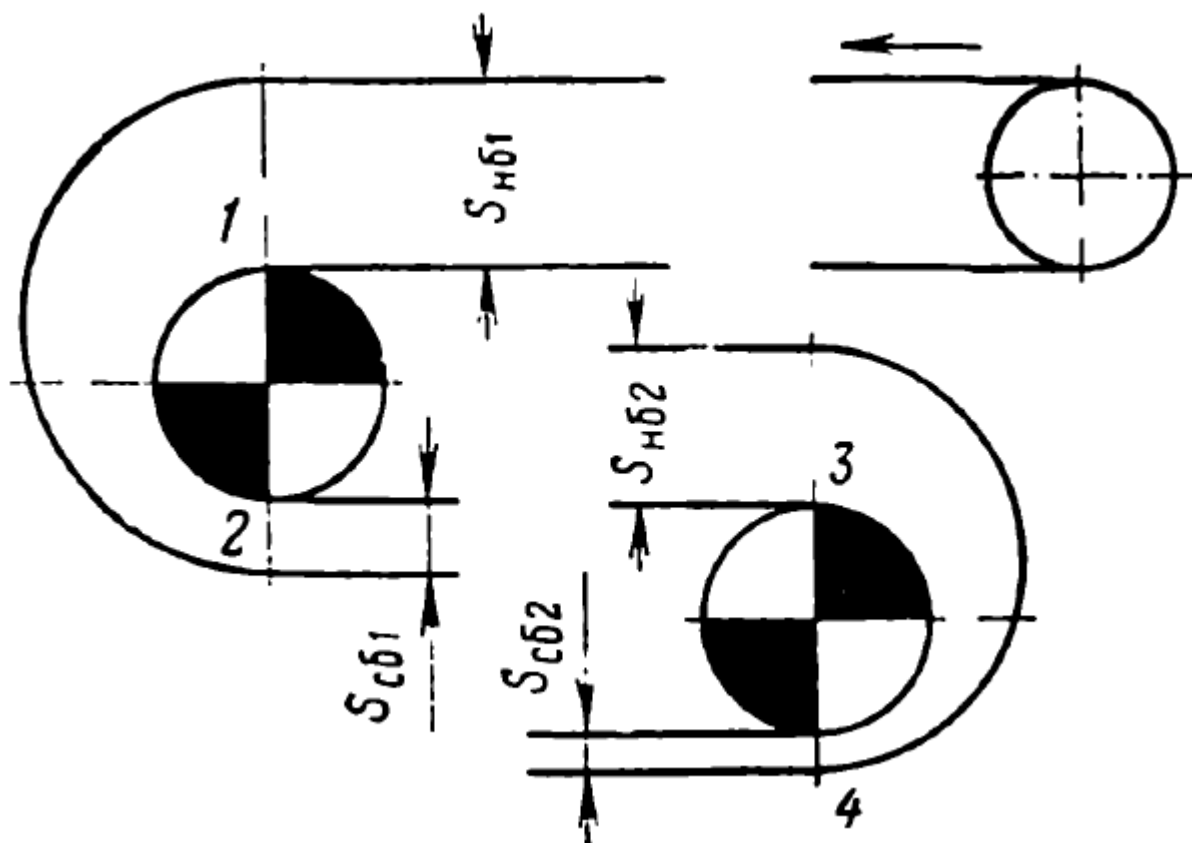


Рис 1.3. Розподіл тягових зусиль на двобарабанному приводі [8, 14, 21, 28, 45, 46].

Нехай на ділянці між приводними барабанами має місце опір руху стрічки $W_{пр}$, що створює додатковий натяг проміжної гілки [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$W_{\text{пр}} = S_{\text{нб } 2} - S_{\text{сб } 1}. \quad (1.5)$$

Підставляючи в (1.5) значення (1.4), отримаємо [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{S_{\text{нб } 2} - W_{\text{пр}}}{S_{\text{нб } 2}} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (1.6)$$

Якщо позначити відношення [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$\frac{W_{\text{пр}}}{S_{\text{нб } 2}} = \sigma. \quad (1.7)$$

то вираз (1.6) перетвориться на [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$\frac{W_1}{W_2} = (1 - \sigma) \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (1.8)$$

Для того щоб перейти до відношення потужностей, потрібно замінити тягові зусилля через потужність та швидкість [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{v_1}{v_2} (1 - \sigma) \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}, \quad (1.9)$$

де v_1, v_2 - швидкості стрічки в точках набігання на відповідно перший і другий барабани.

З отриманого виразу (1.9) випливає, що крім конструктивних параметрів - тягових факторів приводів та опору руху стрічки на проміжному ділянці - коефіцієнт розподілу потужності K_p залежить також від співвідношення швидкостей приводних барабанів. Якби стрічка була нерозтяжним елементом, тобто мала модулем пружності нескінченно великої величини, швидкість її незалежно від натягу була б однаковою по всьому контуру. Насправді стрічки мають кінцевий модуль пружності, і тому швидкість руху стрічки змінюється в залежності від натягу. Таким чином, швидкість стрічки в точках набігання на перший і другий барабани неоднакова, і, отже, швидкості барабанів також мають бути різними. Зміна швидкості стрічки пов'язана з пружною деформацією, тому необхідно визначити зв'язок між її параметрами та параметрами, що входять до виразу (1.9).

Пружна деформація стрічки, що виникає під дією різниці натягу між точками набігання на перший і другий барабани, є відносною зміною її довжини на цій ділянці [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$\varepsilon = \frac{l_2 - l_1}{l_1}, \quad (1.10)$$

де l_1, l_2 - відрізки довжини стрічки, що проходять через точки 1 і 2 (див. рис. 1.3) за однакові проміжки часу .

Звідси [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$l_2 = l_1(1 + \varepsilon). \quad (1.11)$$

Тоді [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$\frac{l_1}{v_1} = \frac{l_2}{v_2}. \quad (1.12)$$

Враховуючи (1.11)

$$v_2 = v_1(1 + \varepsilon). \quad (1.12)$$

Остаточно [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$K_p = \frac{1 - \sigma}{1 + \varepsilon} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (1.13)$$

У такому вигляді формула розподілу потужності на приводах конвеєра враховує конструктивні та експлуатаційні властивості дровів.

Розглянемо деякі випадки конструкції конвеєрної установки. Коли обидва приводні барабани встановлюються на головній станції і з достатнім ступенем точності можна вважати $W_{np} = 0$ і $\sigma = 0$, [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$K_p = \frac{1}{1 + \varepsilon} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1} \quad (1.14)$$

У міру видалення другого приводного барабана від головної станції збільшується σ , а коефіцієнт розподілу потужності зменшується, тобто потужність другого приводу збільшується, а першого зменшується. Очевидно, що мінімального значення K_p досягне при встановленні першого приводу в головній, а другого в хвостовій частинах конвеєра.

Параметр ε залежить від пружних властивостей стрічки. При досить високому модулі пружності (наприклад, гумотросової стрічки) деформація може бути незначною і нею можна знехтувати, тоді [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$K_p = (1 - \sigma) \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (1.15)$$

Якщо $\sigma = 0$ і $\varepsilon = 0$, формула (1.15) ще більше спрощується [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$K_p = \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (1.16)$$

При цьому швидкість стрічки у всіх її перерізах практично постійна і швидкості барабана однакові.

Вище розглядався режим номінального навантаження конвеєра. У той же час (10.21) видно, що фактори, що впливають на розподіл потужності, є функціями навантаження, тому проаналізуємо характер зміни величини K_p при зміні загального навантаження конвеєра.

Для визначення впливу навантаження конвеєра на розподіл потужності використовується вираз [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$K_p = c \frac{s_1}{s_1 + \varepsilon}, \quad (1.17)$$

де $c = c_1/c_2$, c_1 , c_2 – жорсткість характеристик двигунів, s_1 – ковзання першого двигуна.

Деформацію між точками 1 і 3 (див. рис. 1.3) можна розглядати як результат дії двох сил: тягового зусилля першого барабана W_1 і опору руху стрічки на ділянці між приводними барабанами $W_{пр}$. Ці зусилля діють незалежно один від одного і створюють деформації, протилежні за знаком [46].

Виходячи зі сказаного, при заданому загальному навантаженні конвеєра доцільно вибирати кути обхвату стрічки на обох барабанах однаковими, а запас тягової здатності на другому приводі буде більшим [46].

При недовантаженні конвеєра перший привод (з великим тяговим зусиллям) буде сприймати більшу частину навантаження, а у разі перевантаження більшу частину навантаження сприйматиме другий привід, який, як уже зазначалося, повинен мати більший запас тягової здатності. Такий варіант розподілу тягових здібностей на приводах, коли кути обхвату і коефіцієнти зчеплення однакові, є раціональним з тієї точки зору, що ці параметри на обох барабанах використовуються повністю. Коли ж кути обхвату або коефіцієнти зчеплення на приводах одного конвеєра вибираються неоднаковими, один з них виявляється недовикористаним по тяговій здатності [46].

Найчастішим у практиці експлуатації конвеєрних установок є режим неповного завантаження конвеєра. Режим перевантаження найчастіше настає у разі, якщо під впливом будь-яких чинників (найчастіше експлуатаційних) зменшується коефіцієнт зчеплення стрічки з барабанами. Оскільки загальне навантаження в цьому випадку не змінилося, тягові фактори приводів повинні залишатися колишніми через збільшення кутів ковзання. Таким чином, можливі два випадки зменшення запасу тягової здатності приводів внаслідок використання кутів відносного спокою, причому в першому випадку необхідно враховувати зміну K_p [46].

Питання запасі тягової здатності приводів загалом можна вирішити так. При значеннях K_p , рівних 3 і більше, можна вважати за доцільне приймати кути обхвату на обох барабанах рівними знайденому межі. Кут відносного спокою на другому барабані виявиться дещо більшим, що відповідає характеру його зміни. Питання це має вирішуватись у кожному конкретному випадку розрахунку двопривідного конвеєра [46].

Як вихідні дані для практичних розрахунків необхідні величини натягу $S_{нб}$, $S_{сб}$ і тягового зусилля $W_{пр}$, які визначають тяговим розрахунком. Для найкращого використання тягових здібностей приводів та при без спеціальних обмежень слід приймати кути обхвату стрічки на барабанах однаковими. Повинні бути відомі, крім того, передавальні числа редукторів, діаметри барабанів та інші конструктивні

параметри, у тому числі стрічки. За наявності цих даних можна рекомендувати таку послідовність розрахунку [46].

1. Відносний опір руху стрічки на ділянці між приводними барабанами та деформацію стрічки визначають відповідно за формулами [46]:

$$\sigma = \frac{W_{\text{пр}}}{S_{\text{нб}_2}}; \quad \varepsilon_1 = \frac{W_1}{E}; \quad \varepsilon_2 = \frac{W_{\text{пр}}}{E}; \quad \varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2. \quad (1.18)$$

2. Коефіцієнт розподілу потужності на рівні (попередньо) кутів ковзання $e^{\mu\alpha_1} = e^{\mu\alpha_2} = e^{\mu\alpha}$ [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$K_p = \frac{1 - \sigma}{1 + \varepsilon} e^{\mu\alpha}. \quad (1.19)$$

3. Потужність кожного приводного барабана визначається загальною потужністю конвеєра та коефіцієнтом розподілу [8, 14, 21, 28, 45, 46]:

$$N_1 = \frac{K_p N_o}{K_p + 1}; \quad N_2 = \frac{N_o}{K_p + 1}; \quad N_o = \frac{(S_{\text{нб}_1} - S_{\text{сб}_2}) v}{102\eta}. \quad (1.20)$$

По них вибирають двигуни приводів.

4. Для побудови механічних характеристик приводів необхідно перевірити ковзання другого двигуна [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$s_2 = s_1 + \varepsilon,$$

а потім визначити відношення жорсткостей характеристик та жорсткість характеристики другого двигуна [8, 14, 21, 28, 45, 46]

$$c = K_p \frac{s_2}{s_1}; \quad c_2 = \frac{c_1 s_1}{K_p s_2}. \quad (1.21)$$

При виборі електродвигунів необхідно враховувати два фактори:

- розподіл потужностей на приводах;
- відношення жорсткості механічних характеристик.

Якщо можна підібрати двигуни, що задовольняють обом вимогам, приводи можуть працювати на природних характеристиках при номінальному навантаженні конвеєра. Однак враховуючи, що інтервали нормальної шкали потужностей та швидкостей електродвигунів середніх габаритів, якими оснащуються сучасні

високопродуктивні конвеєри, досить великі, практично такий вибір двигунів виключений. Крім того, виходячи з міркувань уніфікації конструкцій та елементів приводів, зазвичай намагаються округлити ЛТР до найближчого цілого числа, щоб реалізувати співвідношення потужностей підбором відповідної кількості однотипних двигунів та інших приводів. При однотипних двигунах, редукторах та барабанах ковзання приводів виявляються рівними і, отже, $c = K_p$. [8, 14, 21, 28, 45, 46]

Для того, щоб двигуни працювали з номінальними моментами, необхідно хоча б один з них перевести на штучну характеристику. При використанні асинхронних двигунів для приводів барабанів конвеєра без спеціальних засобів регулювання штучну характеристику отримують введенням в ротор постійного ступеня опору. Такий спосіб обумовлює додаткові втрати потужності, пропорційні підвищеному ковзанню двигуна [8, 14, 21, 28, 45, 46].

Найпридатнішим для цих умов слід вважати регульований електропривод другого барабана — асинхронний чи постійного тока.

Регулювання механічної характеристики в такій системі не передбачає труднощів і може здійснюватися автоматично при відповідному налаштуванні системи автоматичного регулювання. Така система автоматично підтримуватиме також необхідний натяг стрічки в режимах, що встановилися [8, 14, 21, 28, 45, 46].

$$M_1 = \frac{c_1 (M_{\Sigma} - c_2 \varepsilon)}{c_1 + c_2}; \quad M_2 = \frac{c_2 (M_{\Sigma} + c_1 \varepsilon)}{c_1 + c_2} \quad (1.22)$$

5. Розподіл навантаження при однаковому ковзанні обох приводів і роботі їх на природних характеристиках виявляється дуже несприятливим. Це пояснюється тим, що K_p виявляється близьким до одиниці, а іноді і менше одиниці, що не узгоджується з оптимальними режимами роботи. За таких значень K_p при будь-якому навантаженні конвеєра $\varepsilon^{\mu\alpha 2}$ більше $\varepsilon^{\mu\alpha 1}$. Зі зміною загального навантаження $\varepsilon^{\mu\alpha 1}$ майже не змінює свого значення, в той час $\varepsilon^{\mu\alpha 2}$ дуже чутливо до всіх коливань. Якщо зазначені параметри виявилися на стадії попередніх розрахунків, слід змінити значення тягових факторів, підібравши їх таким і, щоб утворювався більше одиниці [8, 14, 21, 28, 45, 46].

Роботу приводів на природних характеристиках з рівними або близькими ковзаннями можна рекомендувати тільки для конвеєрів зі стрічками (резинотросовими), відносно подовження яких принаймні на порядок менше ковзання.

Слід зазначити ще один, практично важливий момент. Це стосується так званого синхронно-асинхронного приводу конвеєрів. Такий привід передбачає встановлення синхронного електродвигуна на першому барабані та асинхронного на другому [8, 14, 21, 28, 45, 46].

Виходячи із залежності $s_2 = s_1 + \varepsilon$ та враховуючи, що ковзання синхронного двигуна дорівнює нулю, отримаємо $s_2 = \varepsilon$.

Отже, для синхронно-асинхронного приводу можна використовувати тільки тканинні стрічки, відносно подовження яких можна порівняти зі ковзанням асинхронного двигуна. Застосування гумотросової стрічки на конвеєрі з таким приводом призведе до того, що другий привід буде недовантажений, а перший перевантажиться і може вийти з ладу.

Коротко загальні рекомендації зводяться до такого: тягові фактори обох приводів повинні бути рівними або близькими за величиною; коефіцієнт розподілу потужності має бути по можливості більшим ($K_p > 2$).

При цьому зміною відносно невеликої потужності другого приводу можна керувати режимами конвеєра; оптимальний режим роботи приводів при змінному навантаженні конвеєра відповідає підтримці режиму, при якому $e^{\mu\alpha 1} = e^{\mu\alpha 2} = K_p$, у всьому діапазоні зміни навантажу. Це може бути досягнуто вибором регульованого електроприводу другого барабана, який замінить автоматичний натяжний пристрій [8, 14, 21, 28, 45, 46].

1.3. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Метою роботи є покращення режиму роботи двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів за рахунок заміна електричного приводу на гідравлічний.

Об'єкт досліджень – процес роботи двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів з гідравлічним приводом.

Предмет дослідження – параметри гідравлічної мережі двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів.

Задачі дослідження:

- провести аналіз шляхів удосконалення конструкцій двобарабанних приводів стрічкових конвеєрів;
- провести дослідження параметрів роботи двобарабанних приводів стрічкових конвеєрів;
- обґрунтувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри гідравлічної мережі двохбарабанного приводу стрічкових конвеєрів;
- розробити гідравлічну мережу для двобарабанної приводної станції стрічкових конвеєрів.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЦИКЛОЇДНОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальна методика досліджень

Згідно поставленим задачам дослідження, для досягнення мети планується поведення наступних досліджень.

На першому етапі планується провести аналіз шляхів удосконалення конструкцій двобарабаних приводів стрічкових конвеєрів на основі літературно патентного аналізу.

На другому етапі дослідження планується провести дослідження параметрів роботи двобарабаних приводів стрічкових конвеєрів та обґрентувати раціональні параметри таких приводів задля подальшого використання при розробці гідравлічного приводу.

Далі планується синтез гідравлічної мережі для приводної станції.

2.2. Аналіз конструкцій двохбарабаних приводів стрічковий конвеєрів

Пропонований привід [1] відрізняється від відомих тим, що корпус обгінної муфти забезпечений трьома зубчастими вінцями, з яких центральний пов'язаний з корончастим колесом диференціала, а один із крайніх вінців пов'язаний з однією з двох змонтованих на другому вихідному валу шестерень.

Це запобігає пробуксуванню першого або другого барабана шляхом перестановки обгінної муфти.

Привід має двигун 1, який пов'язаний з вхідним валом 2 диференціального редуктора 3. Шестерня 4 вхідного валу через водило 5 і сателлити 6 пов'язана з корончастим колесом 7 її сонячної шестернею 8, на валу якої жорстко змонтована шестерня 9. Шестерня першому вихідному валу 10 шестерен 11. На першому вихідному валу 10 також жорстко змонтована центральна частина обгінної муфти 12.

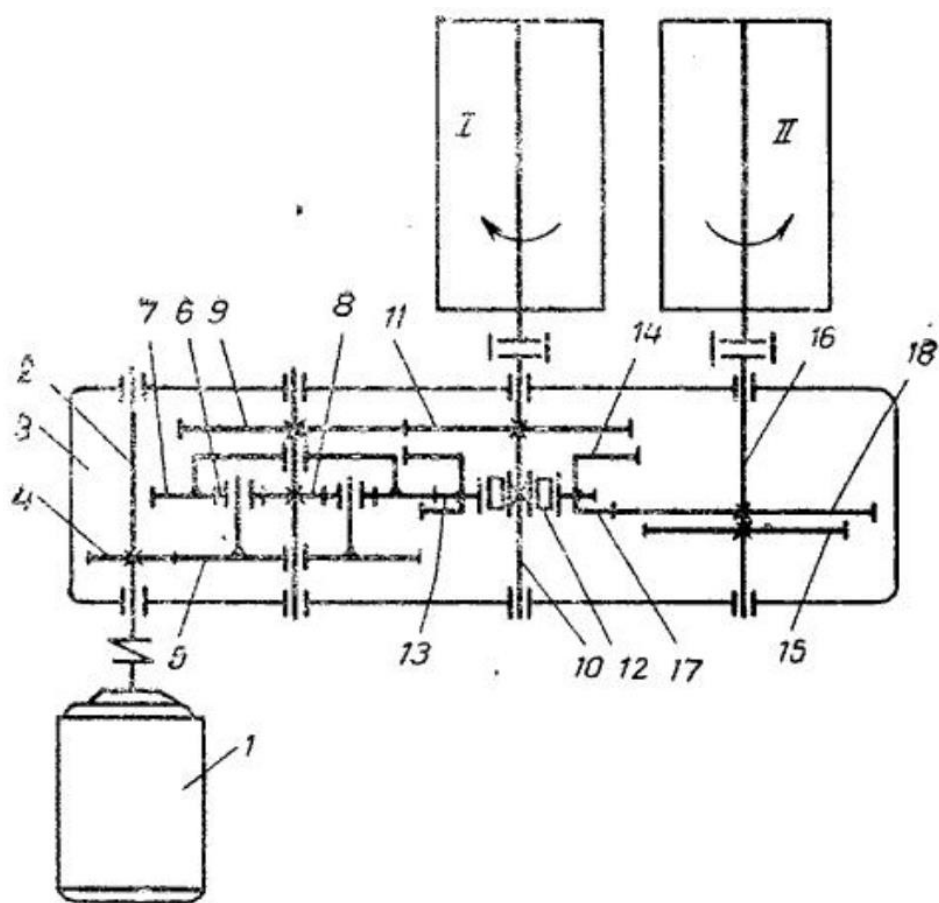
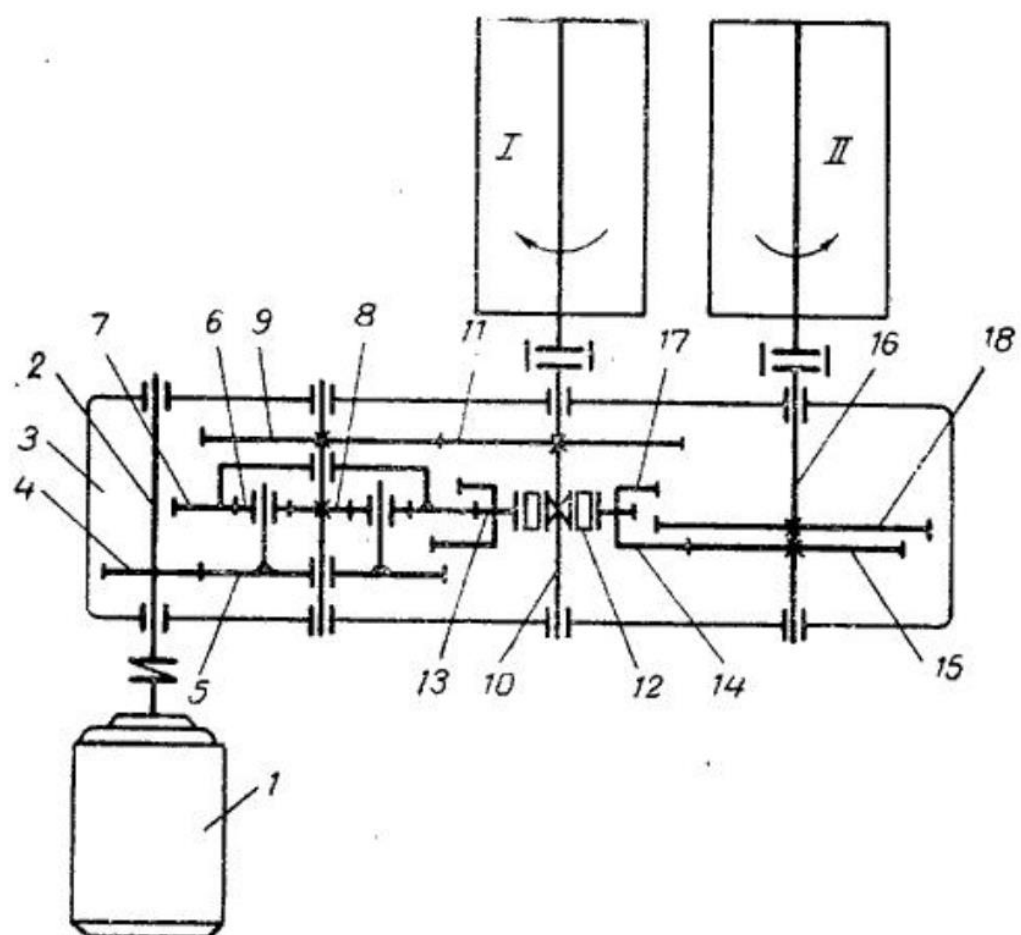


Рис 2.1 – До патенту [1]

На корпусі обгінної муфти встановлено три зубчасті вінці, з яких центральний зубчастий вінець 13 пов'язаний з корончатим колесом 7, а один з крайніх вінців 14 пов'язаний з шестернею 15, змонтованої на другому вихідному валу 16. При цьому другий крайній зубчастий вінець 17. Після перестановки муфти 12 крайній зубчастий вінець 17 пов'язаний з другою шестернею 18 на другому вихідному валу 16.

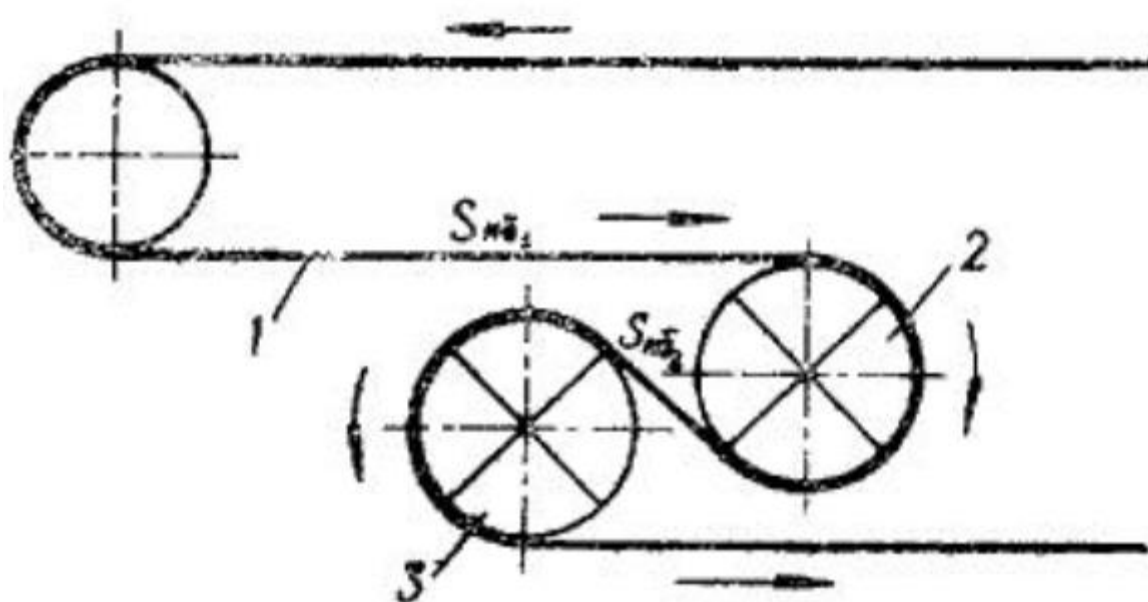
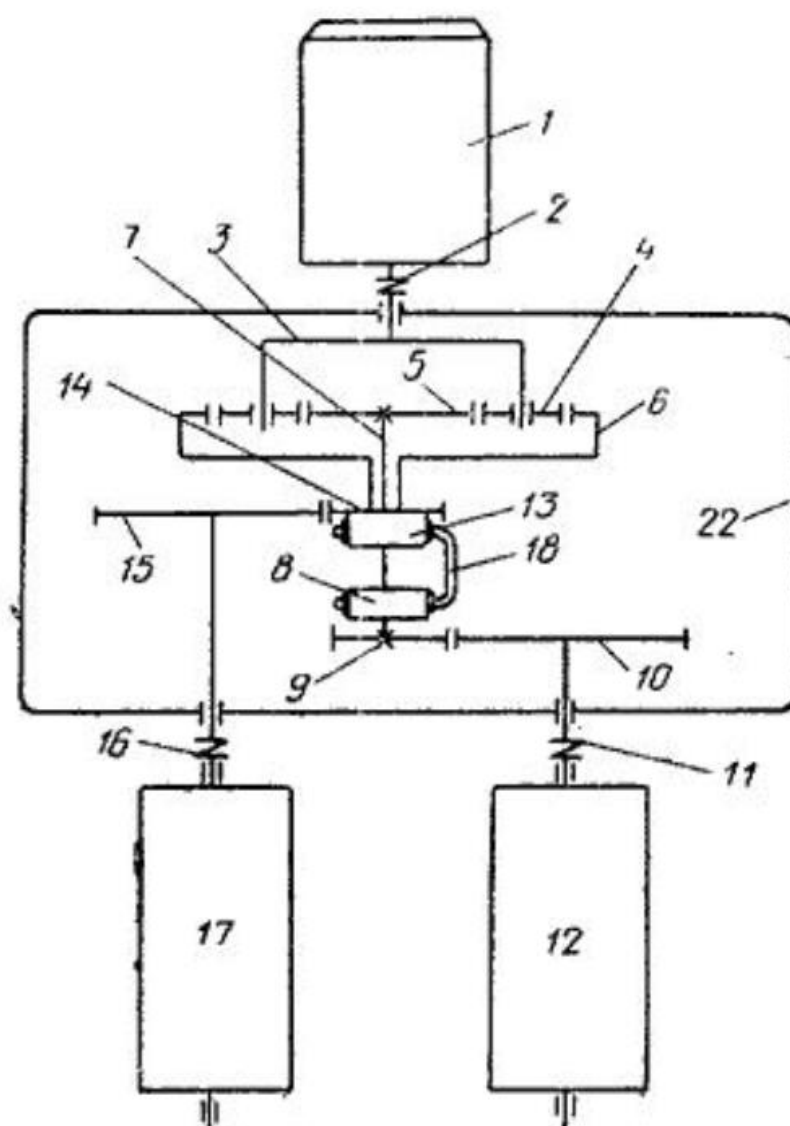
Крутний момент від двигуна через 1 сонячну шестерню 8 передається на перший вихідний вал, і через корончате колесо 7, центральний зубчастий вінець 13 і крайній зубчастий вінець 14 на шестерню 15 другого вихідного валу 16. При цьому положенні обгінної муфти 12 від пробую, так як зі збільшенням його швидкості через обгінну муфту з'єднується передачею з першим вихідним валом 10.

Після перестановки муфти 12 крайній зубчастий вінець 17 з'єднується з шестернею другого вихідного валу 16. При цьому положенні обгінної муфти 12 від пробуксовки захищений перший приводний барабан, так як при збільшенні його швидкості він через обгінну муфту з'єднується передачею.

В обох випадках запобігання пробуксовки досягається внаслідок того, що передатне відношення зубчастої пари 14 і 15 менше одиниці, а передатне відношення зубчастої пари 17 і 18 більше одиниці.

Метою винаходу [2] є створення такого диференціального двобарабанного приводу, в якому запобігало б пробуксовування барабанів, а також компенсувалося різниця їх швидкостей.

Досягається ця мета тим, що водило планетарного диференціала посаджено на обгінну муфту, яка встановлена жорстко на валу другого по ходу руху барабанної стрічки, а зовнішній вінець коронного колеса виконаний з числом зубів, що перевищує число зубів шестірні, встановленої на валу першого по ходу барабан.



Стрічка 1 огинає барабани 2, 3 приводу конвеєра. Вали 4, 5 барабанів пов'язані між собою диференціальним планетарним редуктором 6. Електродвигун 7 через вал 8 і шестерню 9 обертає водило 10 планетарної передачі. Водило посаджено на обгінну муфту 11, жорстко закріплену на валу 5, на якому посаджена сонячна шестерня 12. Сателіти 13 зачіплюються одночасно з сонячною шестернею 12 і коронним колесом 14. перший по ходу стрічки приводний барабан 2. Сонячна шестерня 12 передає момент, що крутить, на другий приводний барабан 3 через вал 5 н сполучну муфту 17.

Число зубів зовнішнього вінця коронного колеса 14 та зубчастого колеса 15 вибирається з таким розрахунком, щоб відношення z_{14}/z_{15} було не менше 1,02-1,05. Якби швидкості обертання обох приводних барабанів були абсолютно рівними, то в звичайному диференціальному редукторі кутова швидкість коронного колеса дорівнювала б кутовій швидкості сонячної шестерні (так як у звичайних диференціальних приводах число зубів колеса 15 дорівнює числу зубів зовнішнього вінця колеса 1. в діаметрах барабанів викликає невелику відмінність у кутових швидкостях сонячної шестерні і коронного колеса, що компенсується здатністю сателітів обкатуватися навколо сонячної шестерні і коронного колеса, не викликаючи зміни розподілу моментів між ними, але це ж властивість є і причиною можливості буксування барабанів, дозволяючи передавати в на сонячну шестерню при нерухомому коронному колесі, або навпаки - на коронне колесо при нерухомій сонячній шестірні.

Перший барабан 2 обертається за годинниковою стрілкою, отже коронне колесо 14 обертається проти годинникової стрілки. Другий барабан обертається проти годинникової стрілки, отже, вал 5 і сонячна шестерня 12, що сидить на ньому, обертаються теж проти годинникової стрілки, тобто в тому ж напрямку, що і коронне колесо. Так як швидкість обертання другого барабана дещо менше швидкості першого (через відмінності натягу в гілках стрічки $S_{н1} > S_{н2}$, що набігають на барабани). приблизно на 1%, і враховуючи, що похибка в діаметрах барабанів того ж порядку ми маємо два випадки роботи пристрою в нормальному режимі.

Перший випадок, коли діаметр другого барабана більший за діаметр першого $D2 > D1$. Отже, кутова швидкість першого барабана буде більшою за кутову швидкість другого приблизно на 2%. Ця різниця компенсується відношенням $z_{14}/z_{15} = 1,02$; кутові швидкості сонячної шестірні і коронного колеса будуть рівні і, отже, водило обертатиметься з тією ж кутовою швидкістю і в той же бік, що і вал 5, і не провертатиметься щодо нього.

Другий випадок, коли діаметр першого барабана більший за діаметр другого $D1 > D2$. В цьому випадку кутові швидкості обох барабанів порівнюються. Але швидкість обертання коронного колеса на 2% нижча за швидкість обертання першого барабана, а отже, і другого барабана і сонячної шестірні, тобто сонячна шестерня прокручуватиметься відносно коронного колеса проти годинникової стрілки, а сателіти і водило — за годинниковою. Конструкція обгінної муфти дозволяє водилу при обертанні за годинниковою стрілкою повертатися так, що воно вільно віджимає ролики 18.

Випадок, при якому $D1 = D2$, аналогічний другому випадку з тією різницею, що швидкість обертання сонячної шестерні буде більшою за швидкість обертання коронного колеса не на 2%, а на 1%.

У режимі буксування пристрій працює наступним чином.

Припустимо, що через надмірне навантаження приводу та погане очищення стрічки в умовах підвищеної вологості починає буксувати перший барабан. Кутова швидкість його (спрямована за годинниковою стрілкою) різко зростає і, отже, коронне колесо обертатиметься швидше за сонячну шестірню, змушуючи обертатися сателіти і водило проти годинникової стрілки навколо своєї осі (або щодо обгінної муфти). При цьому обертанні водило захоплює за собою ролик 18, який пружиною 19 притискається до внутрішньої циліндричної поверхні маточини водила і розклинається між маточиною і пазом у корпусі обгінної муфти. Корпус обгінної муфти жорстко закріплений на валу 5. Тим самим сателіти і водило позбавляються можливості провороту, а приводні барабани виявляються пов'язаними жорстким кінематичним зв'язком. Можливість буксування першого приводного барабана виключається.

При переході в нормальний режим роботи (після того як забруднена ділянка стрічки пройде барабан або після очищення барабана) водило знову починає прокручуватися за годинниковою стрілкою, звільняючи ролики, що заклинилися, і пристрій знову працює як звичайний диференціал.

Блокування диференціала за допомогою обгінних муфт може виконуватись по-різному.

Метою винаходу [3] є створення приводу, в якому обидва барабани були б захищені від пробуксування.

Це досягається тим, що на кожному вихідному валу редуктора встановлений шестерний гідронасос, причому обидва насоси з'єднані послідовно, а вхідний патрубок першого по ходу руху масла насоса і вихідний другий патрубок пов'язані з масляною ванною редуктора.

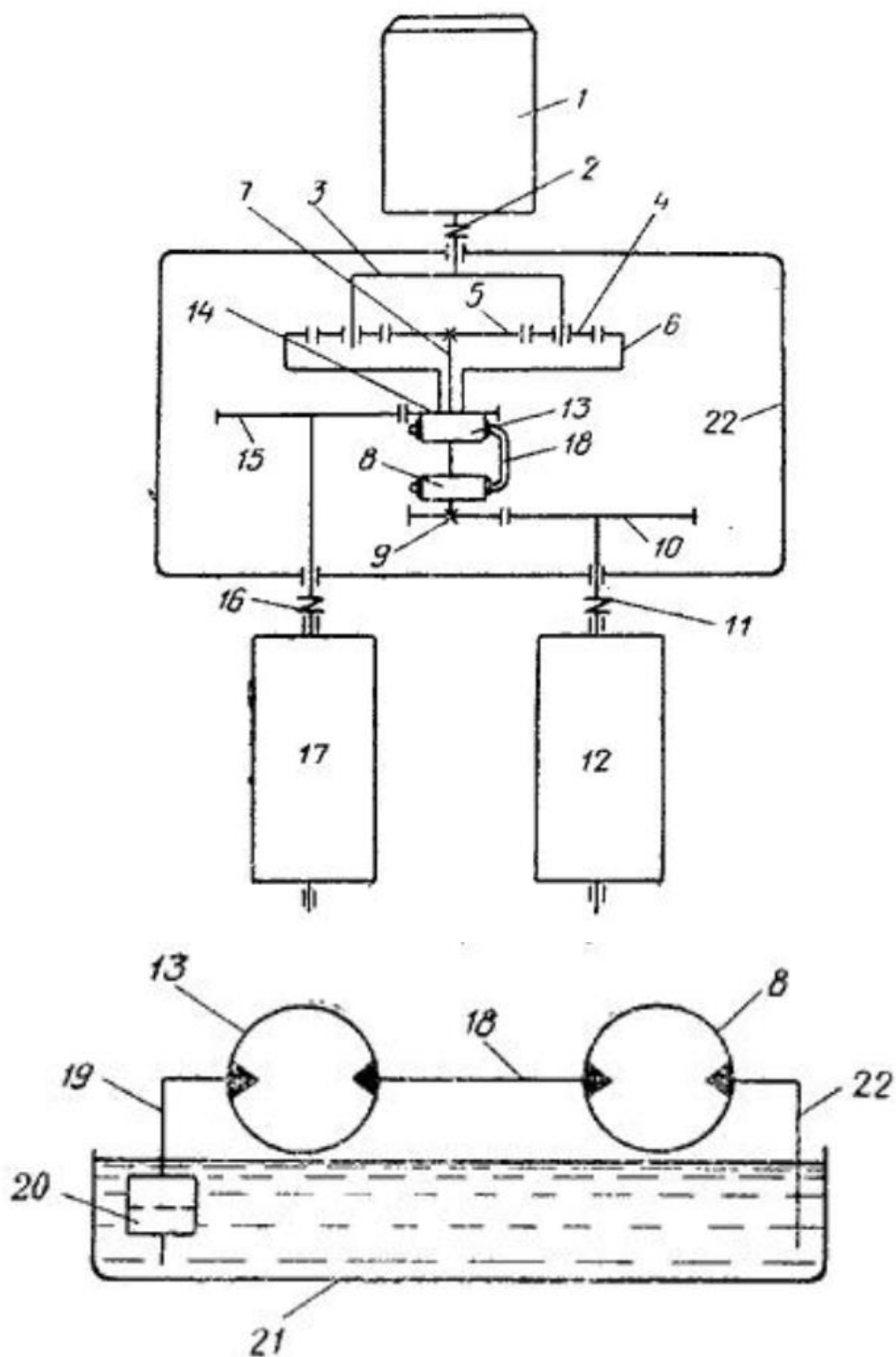


Рис 2.3 – До патенту [3]

Привід включає електродвигун 1, який через муфту 2 з'єднаний з водилом 3. Водило за допомогою сателітів 4 взаємодіє з сонячним 5 і 6 коронним колесами. На осі 7 сонячного колеса встановлені шестерний гідронасос 8 і шестірня 14, яка через шестерню 17. Обидва гідронасоси послідовно з'єднані патрубком 18. Перший по ходу руху олії гідронасос 13 пов'язаний вхідним патрубком 19, в якому передбачено фільтр 20, з масляною ванною 21 редуктора. Другий гідронасос 8 пов'язаний з цією вихідною ванною патрубком 22. При однаковій кількості обертів барабанів 12, 17 обидва гідронасоси 8, 13 також мають однакову кількість обертів, а отже, і продуктивність. Тому масло без жодного опору проходить через обидва гідронасоси. У разі пробуксування одного з барабанів його оберти різко збільшуються. Оберти відповідного гідронасоса також збільшуються. Це впливає на другий гідронасос, який у цей момент перетворюється на гідродвигун. В результаті такої взаємодії кількість обертів обох гідронасосів вирівнюється, і пробуксування барабана припиняється.

Винахід [4] відноситься до диференціальних приводних пристроїв, а саме до приводів стрічкового конвеєра.

Пропонований .привод відрізняється від відомих тим, що він забезпечений додатковим барабаном, що обгинається конвеєрною стрічкою, і пов'язаним з редуктором за допомогою двох обгінних муфт, жорстко закріплених на його валу, і системою зубчастих передач. Це забезпечує одночасний захист обох барабанів від пробуксовки, а також збільшує здатність тягової приводу в момент його перевантаження.

Електродвигун 1 з'єднаний за допомогою муфти 2 з диференціальним редуктором, пов'язаним з двома барабанами 3 і 4 конвеєра через муфти 5 і 6. Додатковий барабан 7, що огинається конвеєрною стрічкою 8, пов'язаний з редуктором за допомогою муфти 9 і двох обгінних муфт 10 і 11, жорстко закріплених на валу 12 барабана 7.

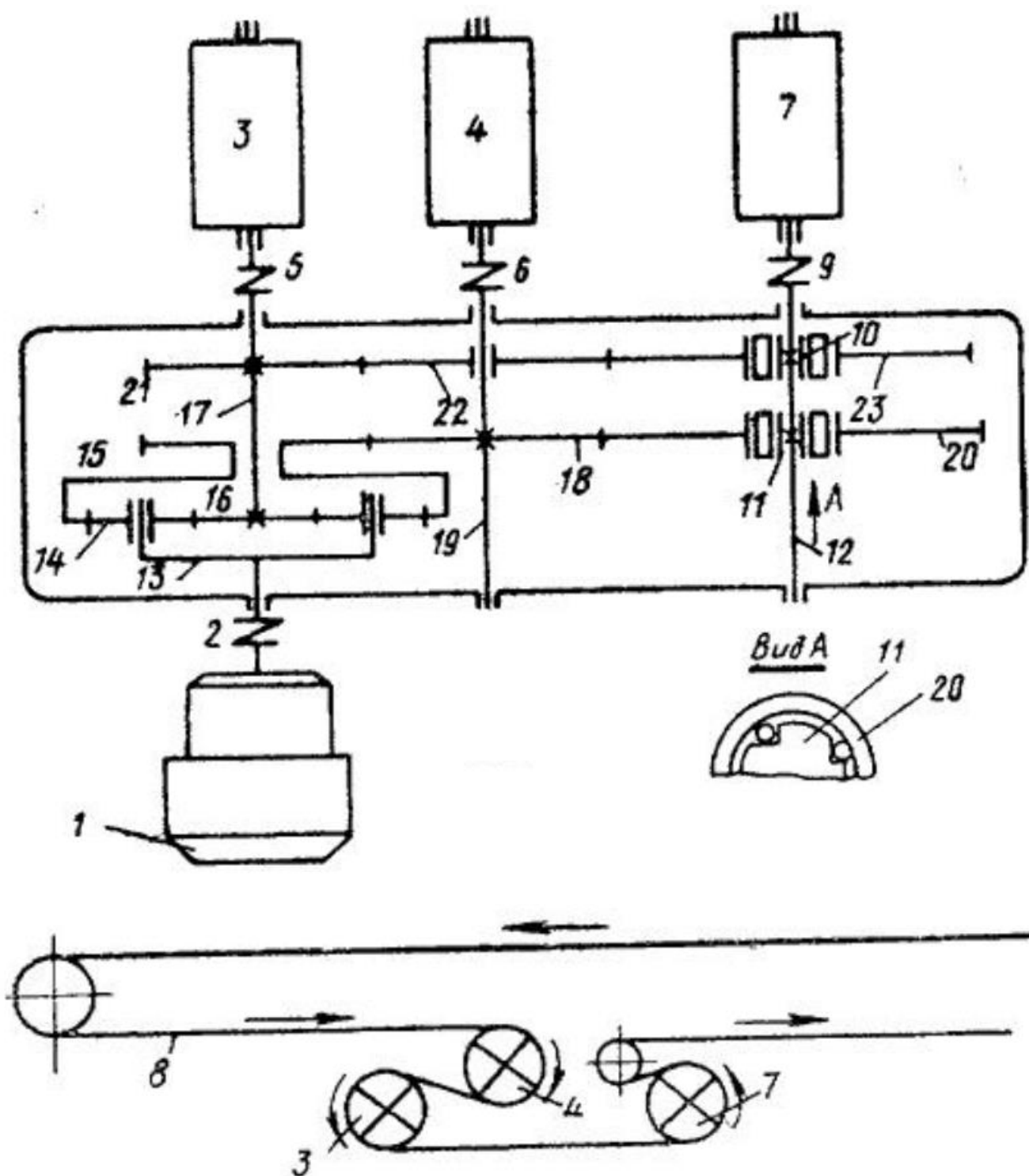


Рис. 2.4 – До патенту [4]

Диференціальний редуктор містить водило 13 диференціала, сателіти 14, що входять в зачеплення з корончастим колесом 15 і сонячною шестернею 16, жорстко укріпленої на валу 17 3 барабана.

Корончате колесо 15 входить в зачеплення з шестернею 18, жорстко укріпленою на валу 19 барабана 4, а шестерня 18 - з зубчастим вінцем 20. При цьому жорстко укріплене на валу 17 зубчасте колесо 21 редуктора зачіпається з зубчастим колесом 23.

Привід працює в такий спосіб.

Крутний момент від електродвигуна через 1 диференціал розподіляється на два вихідних валу 17 і 19, пов'язаних барабанами 3 і 4. Одночасно з цим крутний момент від валу 17 через зубчасту передачу 21-22 передається вінцю 23 обгінної муфти 10, а крутний момент від 1 шестерню 18 передається зубчастому вінцю 20 обгінної муфти 11 до додаткового барабана 7. Зубчасті вінці 23 і 20 обох обгінних муфт 10 і 11 обертаються в ту саму сторону, в даному випадку - проти годинникової стрілки. В ту ж сторону обертається і додатковий барабан 7, а отже, вал 12 і внутрішній корпус обгінних муфт 11 і 10. При нормальній роботі приводу зубчасті вінці 20 і 23 обертаються повільніше, ніж вал 12 з обгінних корпусів і муфт. Крутний момент обгінними муфтами не передається, і це дозволяє додатковому барабану 7 обертатися під впливом конвеєрної стрічки 8, що обгинає його, з такою ж швидкістю, як і швидкість стрічки в точці набігання на цей барабан. При цьому барабан 7 виконує функції барабана, що відхиляє, і на роботу приводу не надає ніякого впливу.

У разі пробуксовування одного з приводних барабанів, наприклад першого по ходу стрічки (на кресленнях хід стрічки позначений стрілкою), різко зростає швидкість його обертання, а отже, шестерні 18 і зубчастого вінця 20. Як тільки швидкість обертання вінця 20 перевищить швидкість обертання корпусу обгінної 11, остання спрацює і жорстко замикає зубчастий вінець 20 з валом 12, і крутний момент починає передаватися через обгінну муфту 11, вал 12, сполучну муфту 9 додатковому барабану 7. Так як останній огинається неробочою стороною стрічки 8 коефіцієнт зчеплення зі стрічкою та може передавати значне тягове зусилля. Жорсткий зв'язок між першим барабаном 4 і додатковим барабаном не дозволяє першому пробуксовувати, а тягова здатність приводу збільшується. Коли привід переходить в нормальний режим роботи, обгінна муфта 11 розмикається, і

додатковий барабан 7 знову вільно обертається тільки під впливом стрічки 8, що обгинає його. Аналогічно при пробуксовуванні другого приводного барабана 3 збільшується швидкість обертання зубчастого вінця 23 муфти обгінної 10 через зубчасту передачу 21-22. При цьому обгінна муфта 10 спрацьовує аналогічно обгінної муфті 11 і жорстко замикає зубчастий вінець 23 з валом 12. У цьому випадку додатковий барабан 7 перетворюється так само про приводний і, крім того, зв'язується жорсткої кінематичної зв'язком з барабаном 3.

Таким чином, додатковий барабан 7 захищає привід від пробуксовування одночасно обох 3 і 4 барабанів і автоматично підвищує здатність тягову приводу в момент, коли це особливо необхідно - в режимі перевантаження.

Винахід [5] відноситься до механізації транспортування вантажів

Відомі двобарабанні приводи стрічкових конвеєрів, що містять барабани, що обгинаються стрічкою.

Метою винаходу є виключення перекосів осей приводних барабанів.

Це досягається тим, що осі приводних барабанів встановлені на важелях між якими розташований амортизатор. На кресленні показаний пропонований привід, загальний вигляд.

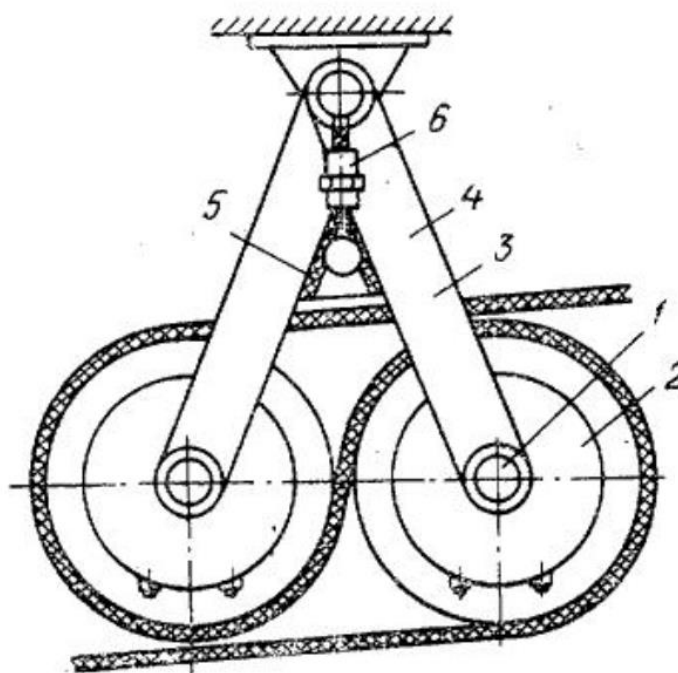


Рис 2.5 – До патенту [5]

Осі 1 приводних барабанів 2 встановлені на важелях 3 між якими розташований конус 4 з пружними амортизаторами 5 на бічних поверхнях, з'єднаний стяжками 6 з рамою приводу. Привід працює в такий спосіб. При обертанні приводних барабанів 2 конвеєрна стрічка затискається між ними, збільшуючи таким чином тягове зусилля. Величина притискання регулюється переміщенням конусів 4 за допомогою стяжок 6.

Аналіз розглянутих патентів показав, що для двобарабанних приводів використовуються досить складні механічні передачі з диференціалами та іншими елементами. Тому у подальшому потрібно зосередитися на забезпечення особливостей роботи двобарабанного приводу тільки засобами гідравлічної апаратури [48].

2.3. Аналіз моделі двохбарабанних приводів стрічковий конвеєрів

Двобарабанні приводи з близько розташованими приводними барабанами мають різне конструктивне виконання, як було розглянуто у попередньому розділі, найбільш поширеним є двобарабанний привід з індивідуальними приводними механізмами. Двобарабанні приводи відрізняються складністю конструкції та експлуатації, значними габаритними розмірами та високою вартістю. При близькому розташуванні приводні барабани можуть мати жорсткий кінематичний зв'язок за допомогою зубчастої передачі.

У цьому виконанні барабани пов'язані між собою лише конвеєрною стрічкою (без додаткового кінематичного зв'язку). У двобарабанного приводу кут обхвату стрічкою приводного барабана збільшується до 480° , що дозволяє використовувати стрічку меншої міцності і є його основною перевагою. Двобарабанний привід має більші габарити, ніж однобарабанний, складнішу конструкцію та меншу надійність; багаторазові перегини стрічки знижують її довговічність - це його основні недоліки.

Двобарабанний привод використовується для транспортування важких вантажів на значні відстані. Механізм включає два приводних і непривідний барабан. Подібна конструкція відрізняється великим тяговим зусиллям завдяки збільшеному куту обхвату барабанів стрічкою – до 480° .

Як показав проведений аналіз двобарабанних приводів, вони можуть бути виконані за такими схемами:

- привод із жорстким зв'язком барабанів. Механізм використовується у малопотужних конвеєрах для транспортування вантажів невеликої щільності і маси. Такі обмеження накладаються у зв'язку з недоліками конструкції - пружна витяжка стрічки, дефекти барабанів, налипання вантажу на приводні пристрої та ін. Тому їх використовують для перевезення сухих сипких матеріалів.
- привод із диференціальним редуктором. Цей агрегат не має перелічених вище недоліків і може експлуатуватися в найважчих умовах - робота на відкритих майданчиках, з липкими вантажами та ін.
- роздільний привід. Барабани для конвеєрів виготовлені з деякою різницею у діаметрі, а асинхронні двигуни мають різні характеристики. Завдяки цьому зусилля між приводними пристроями нерівномірне, що позначається на розподілі навантажень між ними. Використання роздільної конструкції приводу дозволяє досягти оптимальних показників роботи конвеєра – плавний пуск, менші динамічні навантаження на стрічку.

Підвищене пружне ковзання стрічки на першому барабані викликає додаткове зношування футеровки обода, що призводить до зменшення радіуса цього барабана, нерівності окружних швидкостей на першому і другому барабанах і пробуксовці стрічки. У зв'язку з цим при жорсткому кінематичному зв'язку приводних барабанів їх футерування необхідно виготовляти із зносостійких матеріалів або застосовувати барабани без футерування. Привідні барабани повинні мати мінімально можливі відхилення з биття та овальності.

При використанні роздільних приводів з електродвигунами підвищеного ковзання або редуктора з диференціалом, що є характерним для стрічкових конвеєрів великої потужності, приводні барабани покривають податливою гумовою футеровкою, що має підвищений коефіцієнт зчеплення зі стрічкою. У цьому випадку немає необхідності дотримуватись точних умов, обов'язкових для приводних барабанів з жорстким зв'язком. Для роздільних приводів головним вважається визначення такого співвідношення між тяговими зусиллями приводних барабанів, при якому пробуксування буде найменшим. Зазвичай тягове посилення другому барабані

$$P_{02} = (0,33 \dots 0,5) P_0, \quad (2.1)$$

де P_0 — повне тягове зусилля приводу.

Умова відсутності прослизання між барабанами і стрічкою в двобарабанному пристрої конвеєра еквівалентно умові забезпечення певного співвідношення моментів на барабанах, що визначається найменшими гарантованими коефіцієнтами тертя між стрічкою і барабанами μ і кутами обхвату α .

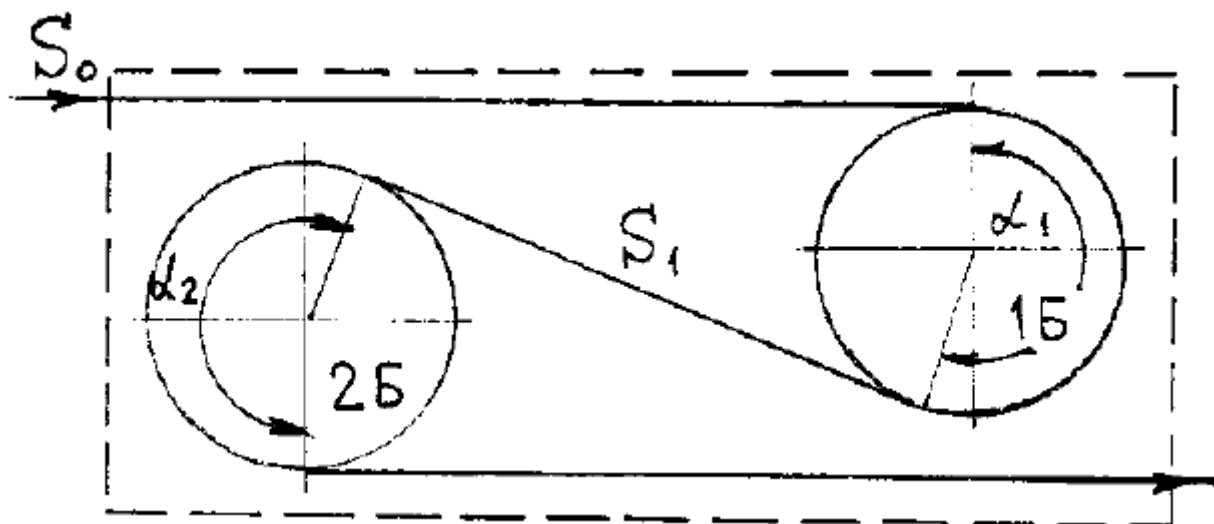


Рис 2. 00 – Розрахункова схема двобарабанного пристрою конвеєра, що тягне

Поеднання цих умов можливе лише в саморегулюючій за швидкістю системі з передавальним числом між барабанами, відповідним розрахунковим співвідношенням моментів. Адаптація механічної системи з барабанів можлива,

коли число ступенів свободи в ній на одиницю менше числа барабанів, тобто коли будь-які $(n - 1)$ з них можуть змінювати швидкість незалежно один від одного.

При роботі конвеєра в замкнутому адаптивному двобарабанному контурі потужність між веденими ланками перерозподіляється відповідно до натягненням між барабанами та загальним навантаженням на пристрій.

Навантаженість двобарабанного пристрою, що тягне, при заданому режимі роботи визначається різницею натягу стрічки на вході в пристрій і виході з нього, тобто

$$\Sigma M = (S_2 - S_0) \cdot R, \quad (2.2)$$

де ΣM - сумарний активний момент, що розвивається двобарабанним пристроєм; S_0, S_2 – відповідно переднє та заднє натяг стрічки; R – радіус барабана.

Сумарний момент або різниця натягу, не повинні перевищувати критичну силу зчеплення між стрічкою і барабанами, що визначається сумарними кутами обхвату і дійсними коефіцієнтами тертя. Критичні моменти для барабанів визначаються співвідношенням

$$\begin{aligned} S_1 - S_0 &= S_0 \cdot (e^{\mu\alpha_1} - 1) \\ S_2 - S_1 &= S_1 \cdot (e^{\mu\alpha_2} - 1) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Якщо на основі цих рівнянь визначити співвідношення несучих здібностей барабанів пристрою та закріпити ці співвідношення для всіх робочих режимів, то буде виконуватися умова відсутності прослизання. Розрахункові передавальні числа, що визначають необхідне відношення несучих здібностей барабанів, реалізуються у передачах двобарабанного адаптивного контуру. Кінематичне рівняння, що характеризує зв'язок між рухом провідної ланки (колеса 3) та барабанів 1Б – 2 Б має вигляд

Швидкості барабанів 1Б та 2Б відрізняються на величину деформації стрічки у міжбарабанному проміжку. Зв'язок між швидкостями барабанів пристрою визначається залежністю

$$\frac{(n_{2Б} - n_{1Б})}{n_{1Б}} = \varepsilon_{1-2} \text{ або } \frac{n_{2Б}}{n_{1Б}} = 1 + \varepsilon_{1-2} \quad (2.4)$$

де ε_{1-2} – деформація стрічки у міжбарабанному проміжку барабанів 1Б та 2Б.

Використовуючі залежності, наведені у п. 1.2 у ПКА MathCAD було розроблено спрощену математичну модель двобарабанної приводної станції

Загальна потужність, кВт	$N_0 := 1000$
Кут обхвату першого барабану, рад	$\alpha_1 := 240 \cdot \frac{\pi}{180}$
Кут обхвату другого барабану, рад	$\alpha_2 := 240 \cdot \frac{\pi}{180}$
Коефіцієнт тертя між стрічкою і першим барабаном	$\mu_1 := 0.35$
Коефіцієнт тертя між стрічкою і другим барабаном барабаном	$\mu_2 := 0.35$
Пружня деформація стрічки конвеєру	$\varepsilon := 0.002$
Кількість обертів першого барабану, об/хв	$n_1 := 100$

Коефіцієнт розподілу потужності на приводах

$$K_p := \frac{1}{1 + \varepsilon} \cdot \frac{e^{\mu_2 \cdot \alpha_2} \cdot (e^{\mu_1 \cdot \alpha_1} - 1)}{e^{\mu_2 \cdot \alpha_2} - 1} = 4.324$$

Потужність на першому барабані, кВт

$$N_1 := \frac{K_p \cdot N_0}{K_p + 1} = 812.156$$

Потужність на другому барабані, кВт

$$N_2 := \frac{N_0}{K_p + 1} = 187.844$$

Кількість обертів другого барабану, об/хв

$$n_2 := n_1 \cdot (1 + \varepsilon) = 100.2$$

Обертальний момент на першому барабані, Нм

$$M_1 := \frac{N_1 \cdot 30}{\pi \cdot n_1} = 77.555$$

Обертальний момент на другому барабані, Нм

$$M_2 := \frac{N_2 \cdot 30}{\pi \cdot n_2} = 17.902$$

Завдяки розробленій моделі встановлено, що співвідношення обертальних моментів на першому та другому барабанах приводної станції при рівних кутах

обхвату барабанів стрічкою майже дорівнює коефіцієнту розподілу потужності на приводах.

Встановлено, що основними факторами, що впливають на перерозподіл потужностей на приводних барабанах є співвідношення кутів охоплення барабанів та співвідношення коефіцієнтів тертя між стрічкою та барабанами.

При однакових значеннях цих факторів для першого і другого барабанів, співвідношення потужностей виглядатиме, як показано на графіку (рис 2.00)

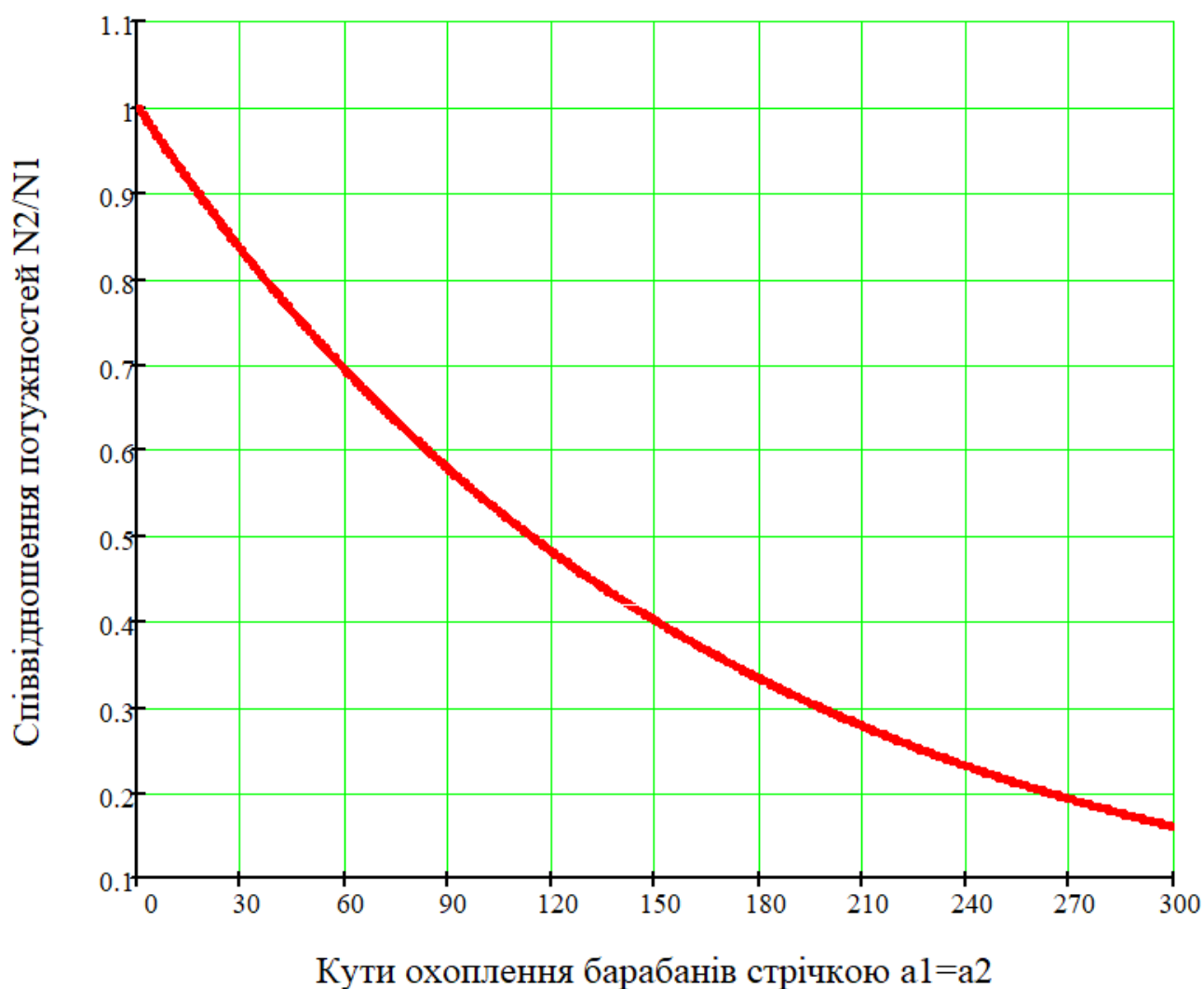


Рис 2.00 – Впливу величини кутів охоплення барабанів на співвідношення потужностей на барабанах.

На перерозподіл потужностей і обертальних моментів суттєвий вплив

робить співвідношення кутів охоплення барабанів стрічкою.

Встановлено, що при співвідношенні кутів охоплення барабанів $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 2,854$,

коефіцієнт розподілу потужності на приводах буде дорівнювати 1, тобто потрібна потужність на першому на другому барабанах, та відповідно обертальні моменти, будуть однакові.

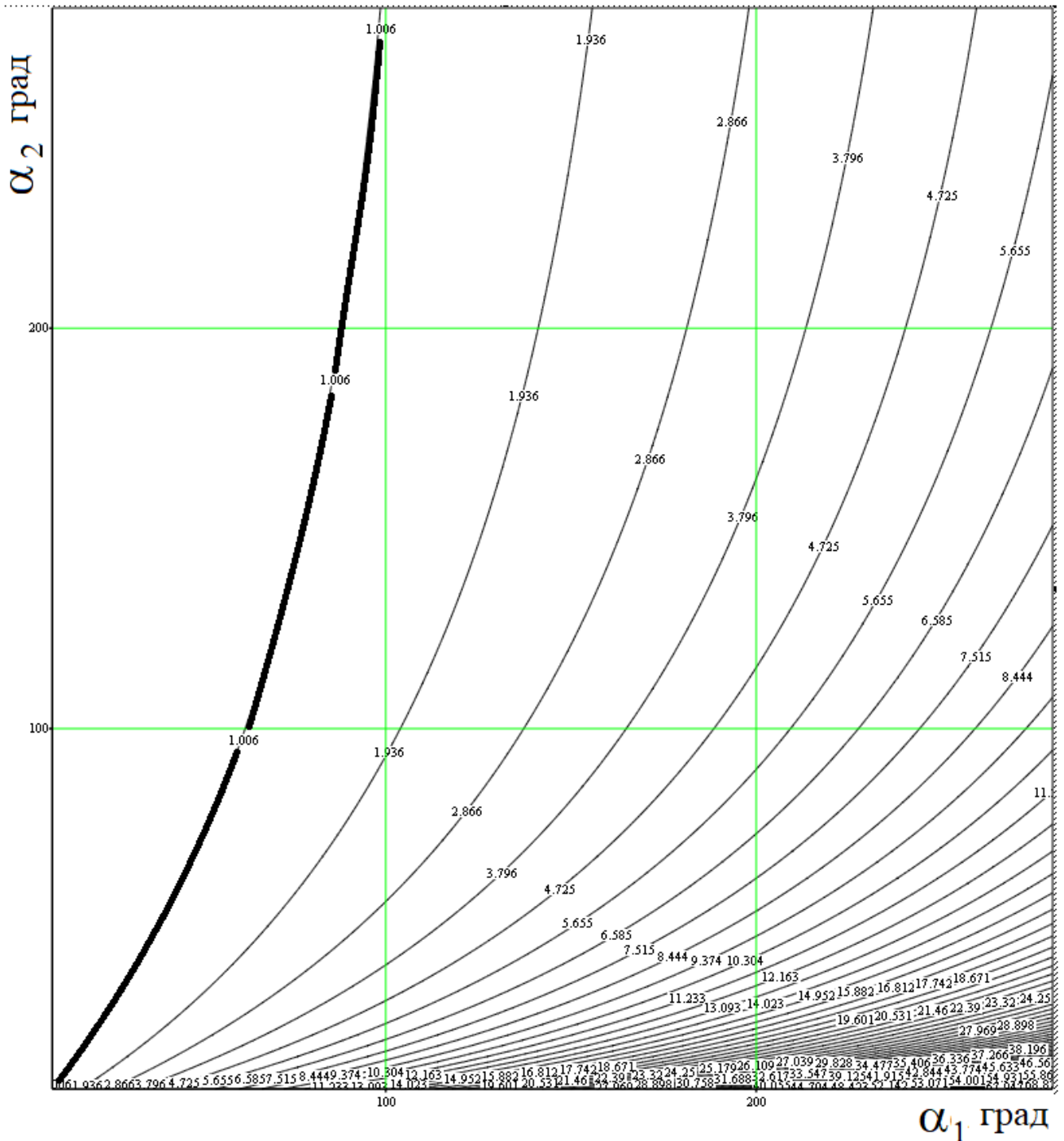


Рис 2.00 – Вплив кутів охоплення барабанів α_1 α_2 на коефіцієнт розподілу

потужності на приводах

На графіку окремо позначено лінію рівня, що відповідає значенню 1 коефіцієнта розподілу потужності на приводах.

Встановлено, що основний вплив на співвідношення кількості обертів приводних барабанів робить пружна деформація стрічки. Причому, якщо стрічка досить жорстка (гумотросова), то кількість обертів обох барабанів однакова. Зважаючи, що у двобарабанному приводі приводні барабани розташовані досить близько, що унеможливорює суттєву поздовжню деформацію стрічки, то можна вважати, що обидва приводних барабана обертаються з однаковими швидкостями.

Таким чином, в результаті проведеного дослідження математичної моделі двобарабанного приводу стрічкового конвеєру встановлені основні закономірності, що допоможуть підібрати гідравлічний привод для такої приводної станції.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи;
2. Аналіз розглянутих патентів показав, що для двобарабанних приводів використовуються досить складні механічні передачі з диференціалами та іншими елементами. Тому у подальшому потрібно зосередитися на забезпечення особливостей роботи двобарабанного приводу тільки засобами гідравлічної апаратури.
3. На основі відомих залежностей розроблено за допомогою ПКА MathCAD розроблено спрощену математичну модель двобарабанної приводної станції;

4. Встановлено, що співвідношення обертальних моментів на першому та другому барабанах приводної станції при рівних кутах обхвату барабанів стрічкою майже дорівнює коефіцієнту розподілу потужності на приводах.
5. Встановлено, що основними факторами, що впливають на перерозподіл потужностей на приводних барабанах є співвідношення кутів охоплення барабанів та співвідношення коефіцієнтів тертя між стрічкою та барабанами.

6. Встановлено, що на перерозподіл потужностей і обертальних моментів суттєвий вплив робить співвідношення кутів охоплення барабанів стрічкою.

7. Встановлено, що при співвідношенні кутів охоплення барабанів $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 2,854$

, коефіцієнт розподілу потужності на приводах буде дорівнювати 1, тобто потрібна потужність на першому на другому барабанах, та відповідно обертальні моменти, будуть однакові.

8. Встановлено, що основний вплив на співвідношення кількості обертів приводних барабанів робить пружна деформація стрічки. Причому, якщо стрічка досить жорстка (гумотросова), то кількість обертів обох барабанів однакова. Зважаючи, що у двобарабанному приводі приводні барабани розташовані досить близько, що унеможливорює суттєву поздовжню деформацію стрічки, то можна вважати, що обидва приводних барабана обертаються з однаковими швидкостями.

9. У результаті проведеного дослідження математичної моделі двобарабанного приводу стрічкового конвеєру встановлені основні закономірності, що допоможуть підібрати гідравлічний привод для такої приводної станції.

3. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РОЗРОБКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ

3.1. Дослідження компонентів гідравлічної схеми приводу двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру

Умова синхронізації двигунів двобарабанних приводів обумовлена відсутністю прослизання барабану відносно стрічки. Така умова передбачає дотримання пропорційності лінійних та кутових переміщень гідродвигунів та всіх похідних від них за часом [6, 11, 12, 24, 25, 40].

У машинобудуванні при синхронізації приводів важливо враховувати помилки синхронізації за положенням. В основному для цього використовують дільники потоку. Не зважаючи на те, що застосування складних багаторівневих та розгалужених гідросистем досить досліджено, залишається актуальним питання управління та регулювання в гідроприводі [30, 39, 43, 49] для підвищення його ККД та зменшення габаритів системи.

У гідросистемах зазвичай один або багато насосів живлять декілька незалежних гідромоторів, які маю забезпечувати синхронність обертання незалежно від навантаження на вихідні вали.

Розглянемо усі способи синхронізації гідромоторів:

- зв'язування валів гідромоторів або гідронасосів (об'ємна синхронізація);
- послідовне поєднанням порожнин гідромоторів;
- використання гідравлічної стежачої апаратури з розподільниками та гідротахометрами,
- використання гідромеханічних та електрогідравлічних стежачих систем.

Найпростіший спосіб синхронізації — забезпечення жорсткого механічного зв'язку валів гідромоторів. Однак цей спосіб є неприйнятним у разі складного розташування самих гідромоторів.

Найбільш уживані та відносно прості засоби синхронізації у гідравлічних мережах — це дросельні дільники та суматори потоків [18, 19, 20, 50].

Гідравлічний дільник потоку поділяє один потік робочої рідини на два або більше. При цьому враховується задане співвідношення і потрібно забезпечити синхронний (узгоджений) рух вихідних ланок незалежно від їх навантаження. Суматор потоку діє аналогічно дільнику, але у зворотному напрямку. Він легко інтегрується в гідравлічну систему, дешевий та зручний в експлуатації. Суматори потоку забезпечують синхронізацію у широкому діапазоні швидкостей руху вихідних ланок гідродвигунів.

Гідравлічні дільники загалом призначені підтримки заданого співвідношення витрат робочої рідини у кількох паралельних потоках. Найчастіше виникає необхідність розділити витрату рідини, що надходить до двох гідромоторів, на рівні частини. Так, від одного насоса здійснюється підведення рідини до гідромоторів, що приводять у рух барабани приводної станції конвеєра. У цьому випадку, для того щоб барабани оберталися з однаковою кутовою швидкістю, необхідно, щоб на кожен гідромотор незалежно від навантаження надходило однакова витрата робочої рідини.

За своїми конструктивними особливостями дільники потоку поділяються на:

- золотникові (дросельні) (рис 3.1);
- шестеренні (рис 3.2);
- поршневі;
- радіально-поршневі.

Поршневі дільники потоку менш поширені в умовах де потрібна велика потужність та підвищений ККД. Золотникові дросельні дільники потоку складається з корпусу з вхідним та двома вихідними отворами та золотника, який переміщається залежно від навантаження на виході та перерозподіляє потік.

Золотникові дільники потоку вибирають по діапазону витрати, вказаного у його характеристиках. Похибка роботи таких гідроапаратів становить до 3%. За спеціальним виконанням виготовляються дільники потоку із співвідношенням від 1:1. При монтажі дросельні дільники потоку бажано встановлювати горизонтально, щоб уникнути впливу ваги деталей під час роботи пристрою.

У класичній конструкції дросельного діляника як запірно-регулюючий елемент використовуються золотникові пари [18].

Це зумовлює характерні недоліки таких діляників: висока собівартість прецизійних золотникових пар пояснюється складністю виготовлення, великою часткою таких високоточних операцій, як хонінгування, шліфування, електроерозійна обробка. Селективне складання та доведення золотникових пар робить їх практично неремонтопридатними, що теж підвищує їхню експлуатаційну вартість. Вищевикладене також свідчить про сприйнятливність системи до якості гідравлічної рідини, до якої висувають дуже високі вимоги [19]

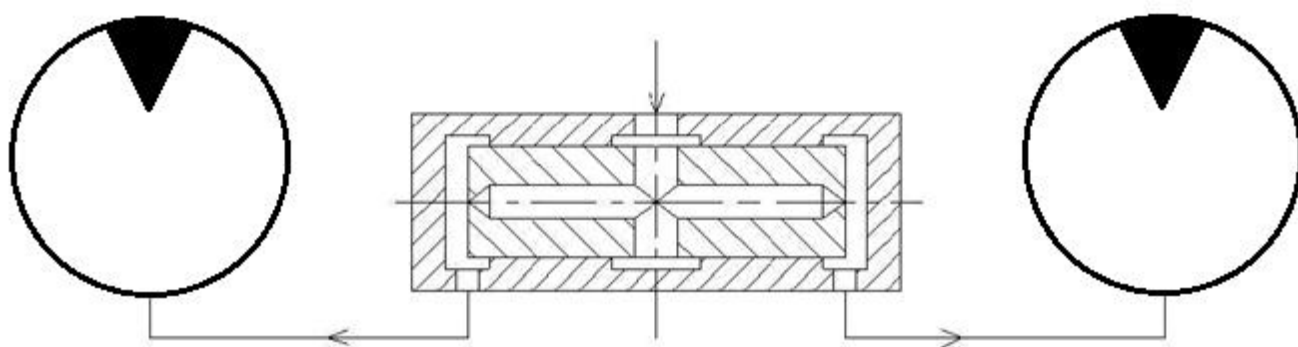


Рис. 3.1 – Золотниковий діляник потоку [6, 11, 12, 24, 25, 40].

Шестеренні діляники потоку являють собою кілька секцій з корпусів з розташованими всередині шестернями зовнішнього або внутрішнього зачеплення, жорстко з'єднаних між собою загальним валом і обертаються синхронно при подачі робочої рідини. За принципом роботи схожі із секційними гідронасосами. Від робочого об'єму секцій гідроапарату залежить кількість рідини на виході за одиницю часу. В основному, шестеренні діляники потоку збираються в блок від двох до восьми секцій. Конструкція шестеренних діляників потоку передбачає можливість вбудовування додаткових клапанів тиску, антикавітаційних, зворотних клапанів, клапанів з електроуправлінням, на окремій секції або для загальної лінії. Похибка під час роботи шестеренних діляників потоку становить трохи більше 2%. Їх перевагою перед золотниковими (дросельними) діляниками потоку є вищий

ККД, у зв'язку з тим, що практично відсутня втрата енергії та виділення тепла при дроселюванні робочої рідини. Для більш точної роботи ділянок потоку рекомендується дотримуватись вимог виробників та передбачати зміни у в'язкісно-температурних характеристиках гідросистеми [6, 11, 12, 24, 25, 40]..

Одна з можливих конструкцій шестеренного діляника потоку наведена на рис 3.2, який містить кілька шестеренних універсальних гідромашин (секцій) 1 і 2, ведучі ротори 3 і 4 яких пов'язані між собою жорстким кінематичним зв'язком за допомогою сполучних валів 5.

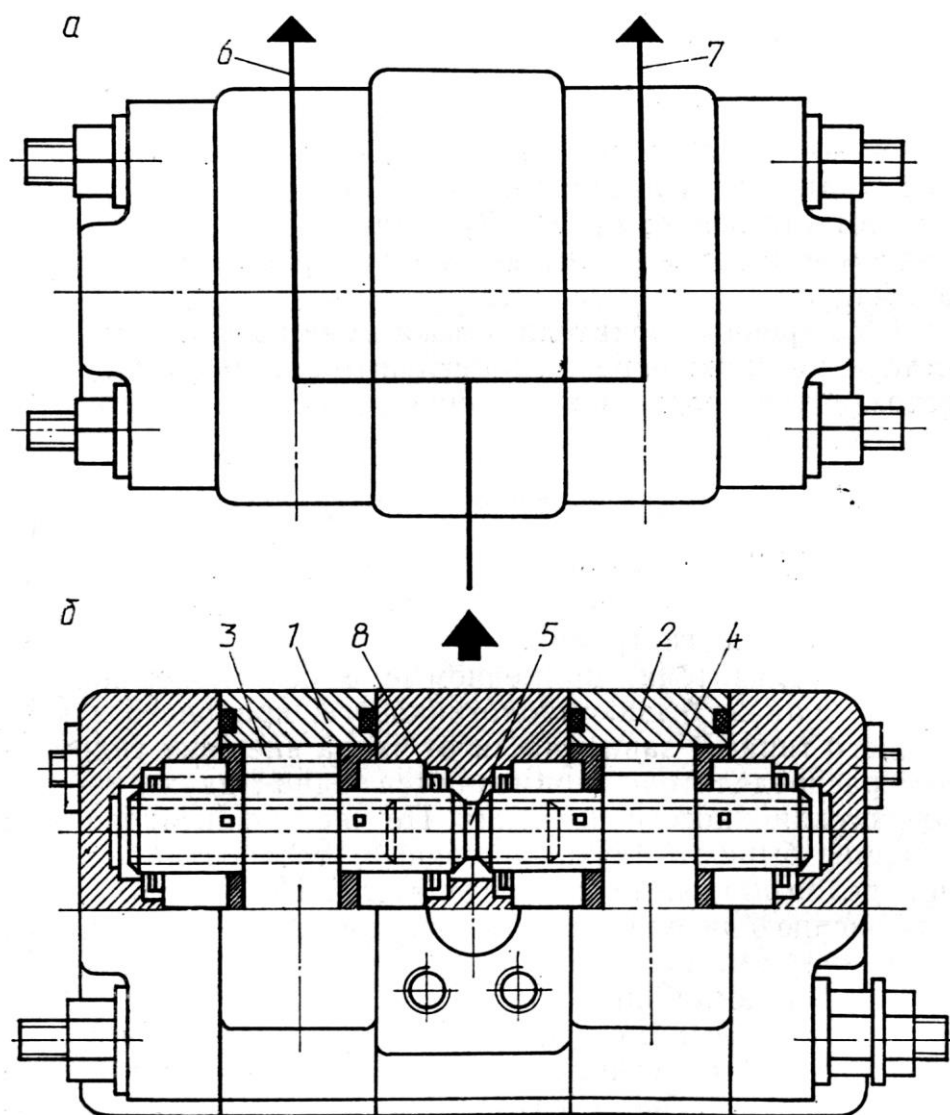


Рис. 3.2 - Шестерний діляник потоку: 1, 2 - корпус; 3, 4, 6, 7 – шестерні; 5 - сполучний вал; 8 - загальна магістраль; 9, 10 - розділові магістралі [6, 11, 12, 24, 25, 40].

При роботі гідравлічний насос подає робочу рідину під тиском в нагнітальний канал 8 діляника потоку, шестерні під тиском масла обертаються пропускаючи через секцію діляника певну кількість масла, що залежать від геометричних параметрів секції 1, 2, але так як дві секції пов'язані жорстким зв'язком 5, то 3, 4 у двох секціях обертаються з однаковою швидкістю, тим самим пропускаючи однакову кількість масла, і рідини, розділившись на два рівні потоку 9, 10 масло надходить до працюючих гідродвигунів [6, 11, 12, 24, 25, 40]..

Радіально-поршневі діляники потоку роботи схожі з шестернями, але відрізняються конструктивно. Секція складається з радіально-поршневої групи, схожої на роботу з гідромотором. Радіально-поршневі діляники потоку забезпечують велику точність поділу (до 99%) та широкий діапазон робочих обсягів, що дозволяють забезпечувати потік на одній секції в окремих випадках до 500 л/хв [6, 11, 12, 24, 25, 40]..

Окремо виділимо конструкцію дросельного діляника мембранного потоку типу. Його можна використовувати у реверсивних гідросистемах, у яких потрібно динамічно змінювати співвідношення швидкостей виконавчих органів.

Розглянемо застосування дросельного діляника потоку беззолотникового типу у гідрооб'ємній трансмісії приводу двобарабанного приводу конвеєру.

Наявність у трансмісійній системі барабанів гідроприводу дозволяє індивідуально підводити потужності до кожного барабану та забезпечує безступінчасте регулювання у широкому діапазоні значень. Конструкція гідроприводу компактна, стійка до зовнішніх атмосферних впливів. До того ж у гідроприводу зазвичай великий діапазон регулювання, що важливо для конвеєрного приводу. Гідрооб'ємний привід колес забезпечує тривалий рух на мінімальній швидкості з високим тяговим зусиллям, що також підвищує пускові характеристики конвеєрного приводу.

Розглянуті чотирипотоків діляники можна віднести до одного з двох типів. У першому випадку йдеться про конструкції із золотником. Це каскад із трьох діляників потоку в одному корпусі. Як приклад можна навести діляник потоку

Posclain FD-M4 (Франція)12. На рис. 4 зображені його зовнішній вигляд та гідравлічна схема [51].

Двопотоковий роздільник потоку FD-M2

- Модульний
- Компактний
- Енергоефективними

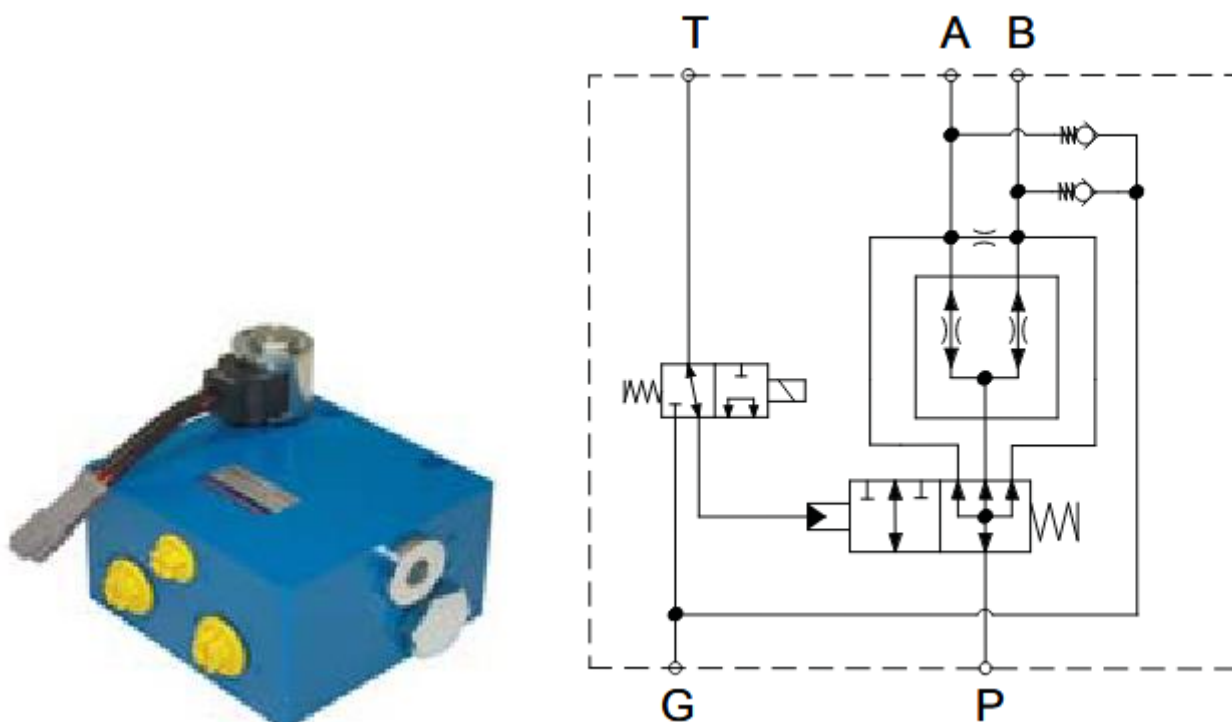


Рис 3.03- Дільник потоку Posclain FD-M2 [51]

FD-M2 - це двосторонній середньонавантажений подільник потоку, який забезпечує паралельну роботу гідромоторів на одні осі або з різними осями шляхом поділу або об'єднання потоку [51].

Він може працювати в ланцюгах з відкритим або замкнутим контуром. FD-M2 комплектується відкритим байпасом, яким можна керувати електрично або гідравлічно.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика дільника потоку Rosclain FD-M2 [51]

Гідравлічні характеристики		
Макс. тиск	бар [PSI]	420 [6 092]
Макс. витрата	л/хв [GPM]	150 [39,6]
Точність поділу/об'єднання		від +/- 5% до +/- 10% відповідно до діапазону витрати
Тип гідравлічних з'єднань		ISO 1179-1 (BSPP) / ISO 11926-1 (UNF)
Вага	кг [фунтів]	7,9 [17,4]
Температура рідини	°C [°F]	-20 до +90 [-4 до +200]
В'язкість рідини	мм²/с [SSU]	15 до 380 [69,5 до 1 760]
Забруднення рідини		ISO 4401:1999 макс. 20/18/14
Електричні характеристики		
Напруга живлення соленоїда	В DC	12, 24; ±10%
Споживана потужність соленоїда	Вт	17,2 (12 В постійного струму), 16,6 (24 В постійного струму)
Робочий цикл соленоїда		100% ED
Макс. температура навколишнього середовища	°C [°F]	70 [158]

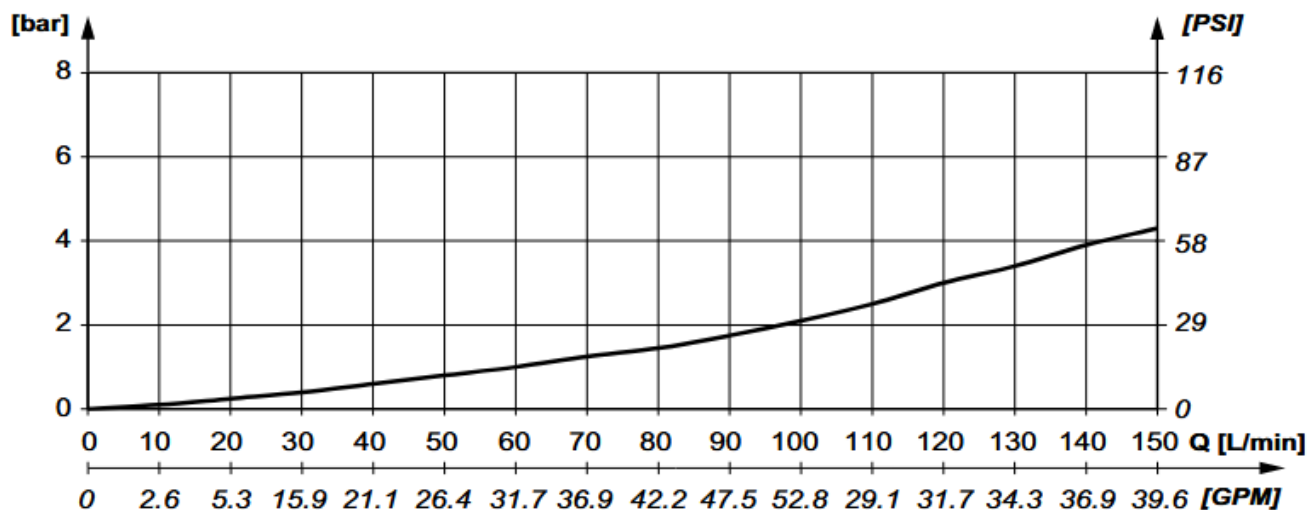


Рис 3.4 - Перепад тиску у режимі обходу [51]

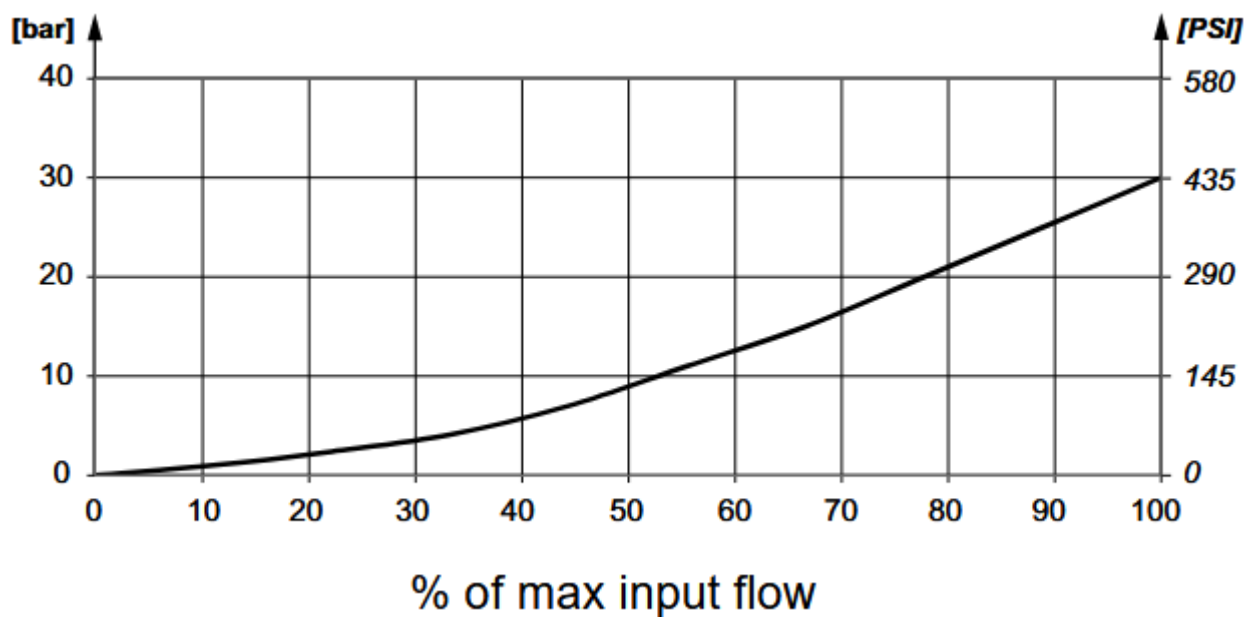
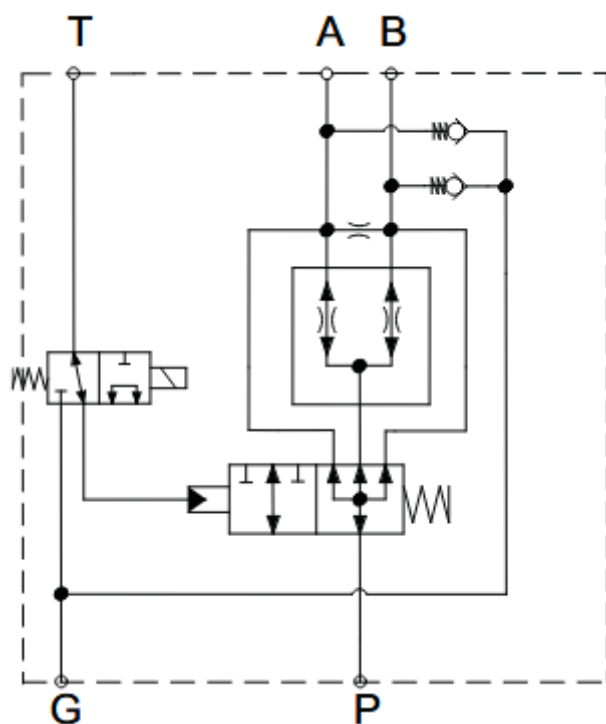


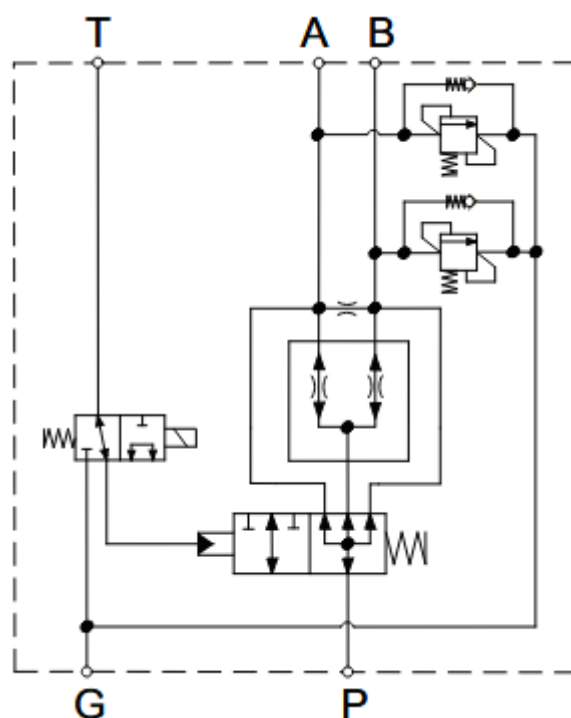
Рис 3.5 - Перепад тиску у режимі дільника [51]

Беручи до уваги рекомендації щодо використовуваних у гірничих машинах гідравлічних мереж, наведених [24] синтезуємо гідравлічну схему приводу основних механізмів двобврбвнної приводної станції стрічкового конвеєру з дільником потоку замкнутого типу з дросельним регулюванням обертання.

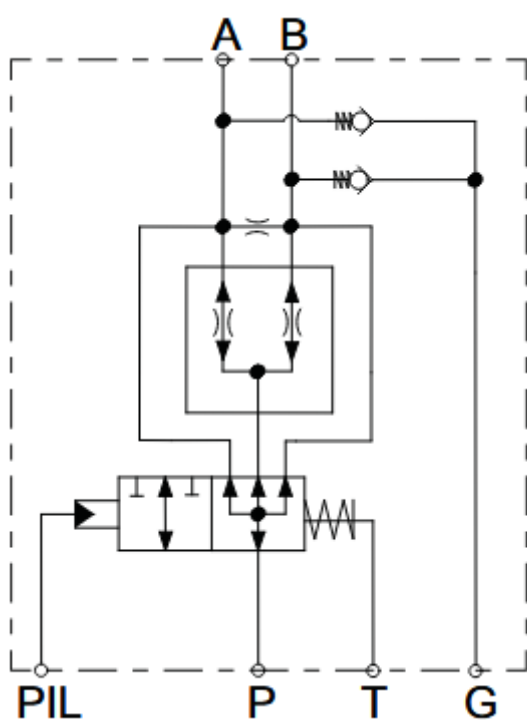
За допомогою системи FluidSIM розробимо комп'ютерну модель дільника потоку Rosclain FD-M2 з гідравлічним байпасом із зворотними клапанами заряду, розглянутого у п 3.1.(рис 3.4).



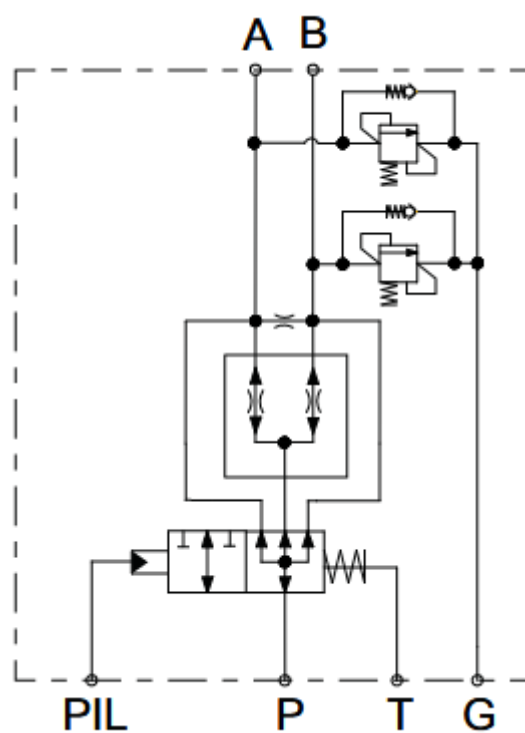
а



б



в



г

Рис 3.6 – Варіанти виконання гідравлічних схем дільника [51]: а - Електричний байпас із зворотними клапанами заряду; б - електричний байпас із зарядним і запобіжним клапанами; в – гідравлічний байпас із зворотними клапанами заряду; г - гідравлічний байпас із зворотними клапанами заряду та запобіжним клапаном;

P - головний потік вхід-вихід; A, B - вихід з розділеним потоком - комбінований впускний патрубок; G - вхід заряду; P/L вхід пілотного потоку (лише гідравлічний байпас); T – дренаж.

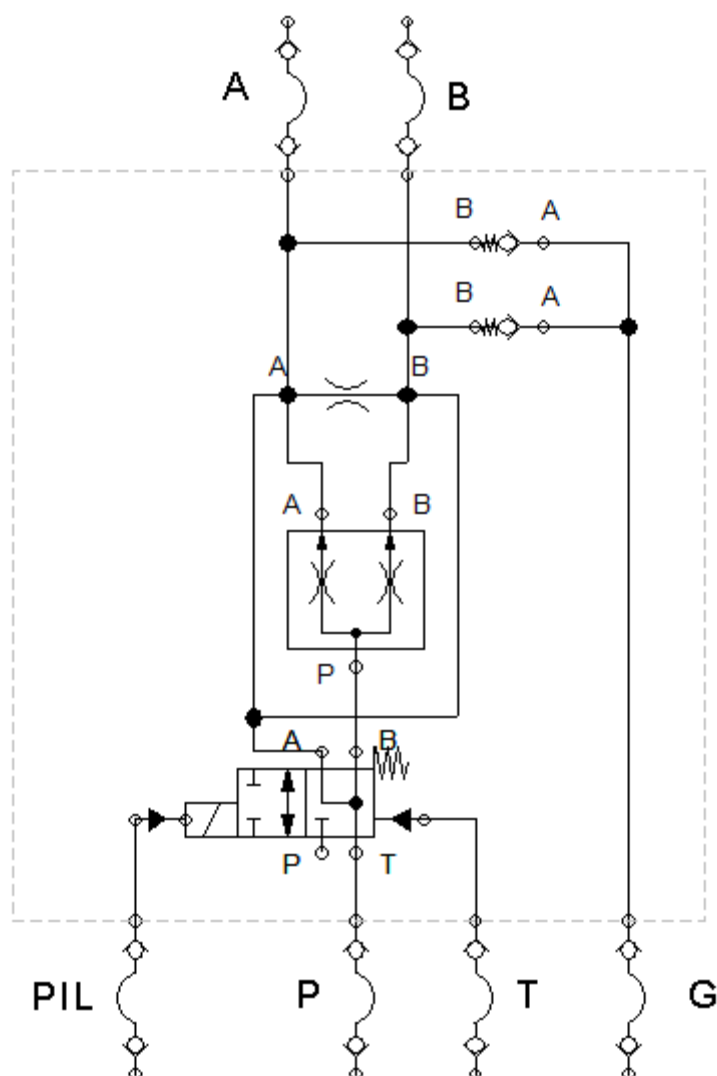


Рис 3.7 - Комп'ютерна модель дільника потоку Rosclain FD-M2 з гідравлічним байпасом із зворотними клапанами заряду.

Для початку дослідимо роботу дільника потоку на простій гідравлічній схема (рис 3.8), що складається з маслостанції, 2х гідромоторів та дільника потоку.

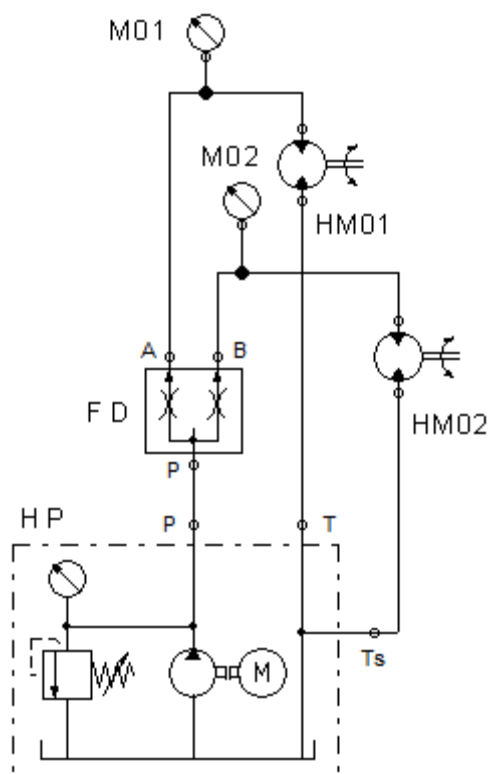


Рис 3.8 – Дослідницька гідравлічна схема: НМ01, НМ02 – гідромотори барабанів; НР – насосна станція, М01, М02 – манометри на лінії подачі до гідромоторів; FD – дільник потоку

Проведемо декілька дослідів для встановлення особливостей роботи такої гідравлічної мережі.

Встановимо наступні параметри насосної станції (рис 3.9):

- тиск у мережі 10 МПа;
- подача насосної станції 10 л/хв.

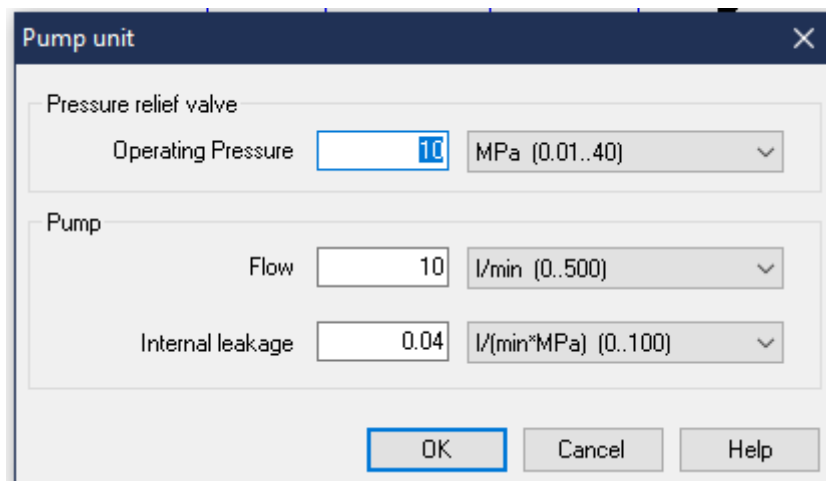


Рис 3.9 – Параметри насосної станції

Перший дослід. Метою досліду є аналіз роботи гідравлічної мережі при однаковому навантаженні валів гідродвигунів.

Для цього встановлюємо однакові параметри для обох гідромоторів (рис 3.10):

- об'єм мотору 0,82 л;
- момент від навантаження на валу мотору – 10 Нм.

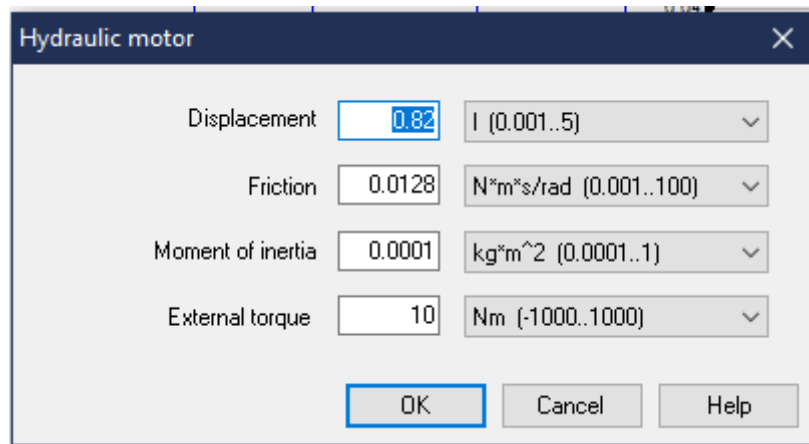


Рис 3.10 – Параметри гідромоторів

Результати моделювання наведено на рис 3.11, 3.12.

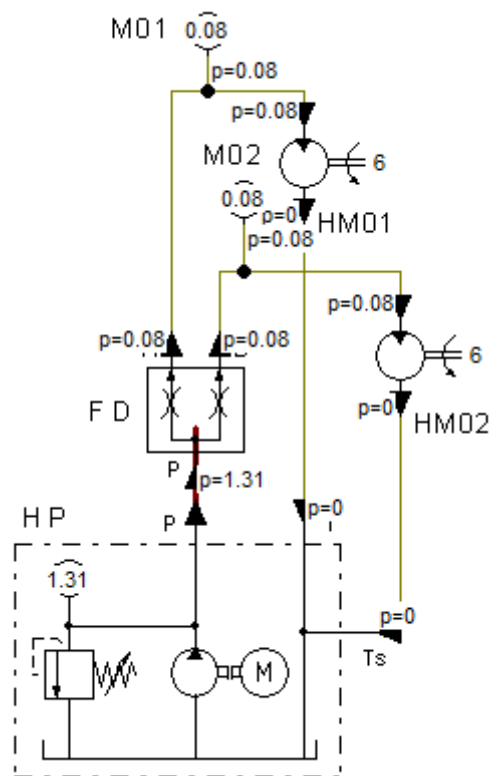


Рис 3.11 – Результат моделювання гідравлічної мережі з симетричним навантаженням

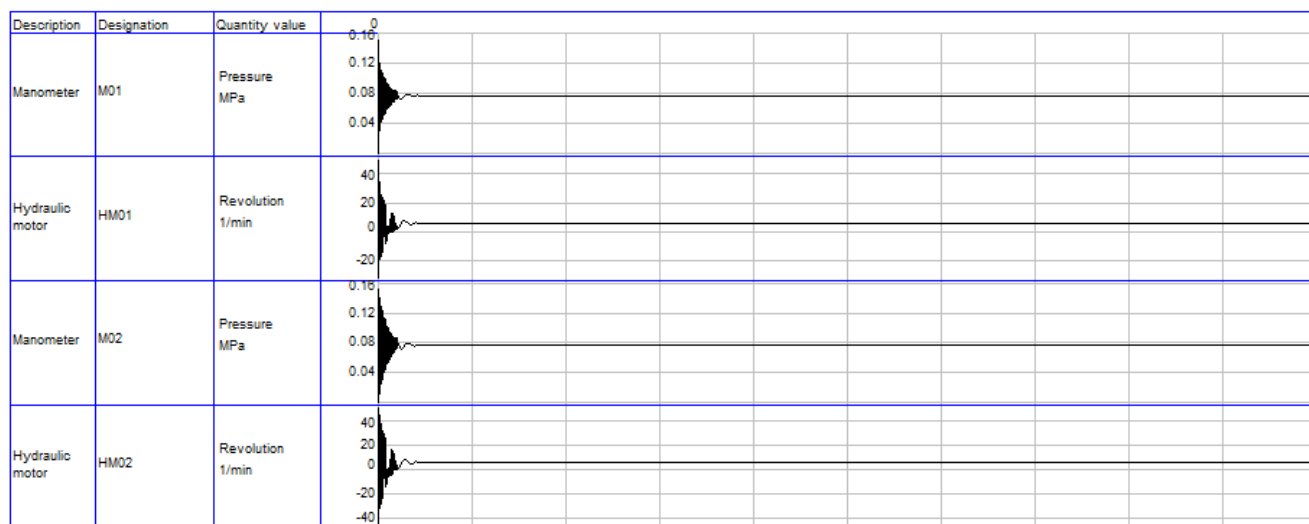


Рис 3.12 – Результат моделювання з симетричним навантаженням

На графіку (рис 3.12) видно, що протягом 0,04 с відбуваються перехідні процеси мережі, по тім тиск та кількість обертів в обох гідромоторах стають однаковими.

Другий дослід. Метою досліду є аналіз роботи гідравлічної мережі при різному навантаженні валів гідродвигунів.

Для другого гідродвигуна зменшимо обертальний момент до 4 Нм (рис 3.12), що буде відповідати навантаженню на другий барабан приводної станції, згідно з отриманими даними (див п. 2.3).

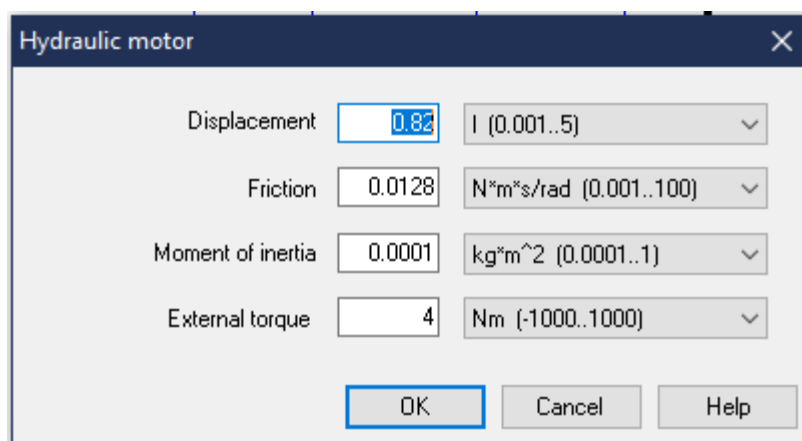


Рис 3.12 – Зміна зовнішнього моменту на другому гідромоторі
Результати моделювання наведено на рис 3.13, 3.14.

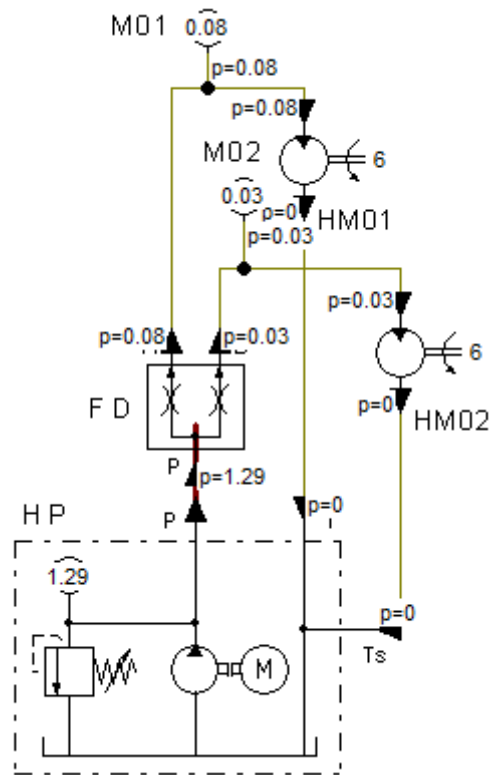


Рис 3.13 – Результат моделювання гідравлічної мережі з несиметричним навантаженням

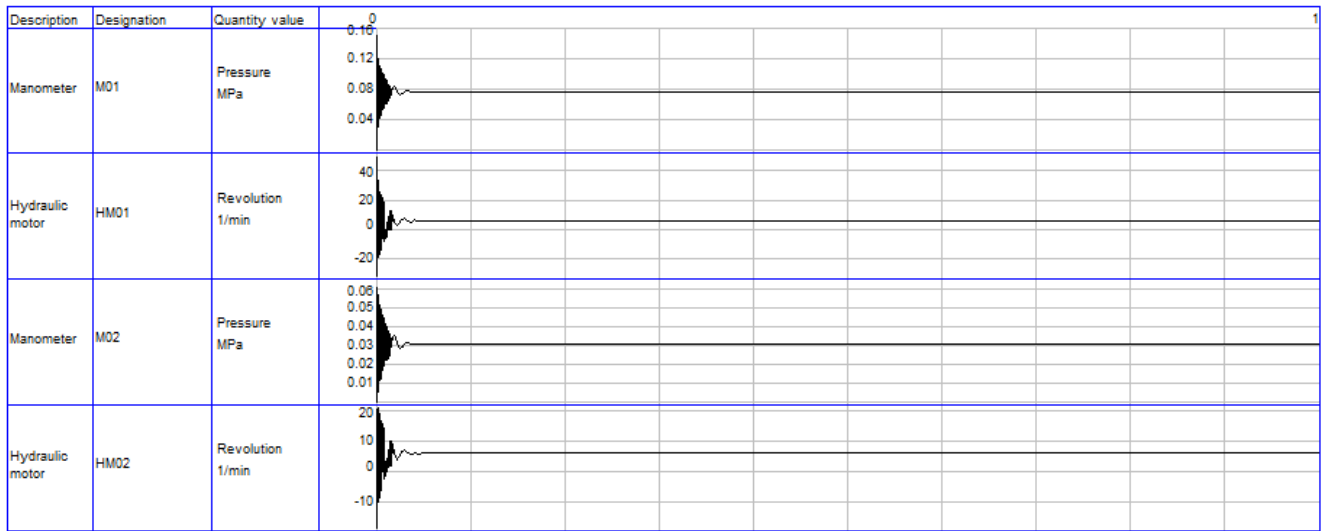


Рис 3.14 – Результат моделювання з несиметричним навантаженням

На графіку (рис 3.14) видно, що протягом 0,04 с відбуваються перехідні процеси мережі, як і при симетричному навантаженні гідромоторів. Потім кількість обертів в обох гідромоторах стає однакою, а тиск у лініях живлення цих моторів – різним. Причому зміна тиску пропорційна зміні навантаження на гідромоторах:

$$M_1/M_2 = 10/4 = 2,5;$$

$$P_1/P_2 = 0,079/0,031 = 2,5;$$

$$n_1/n_2 = 6/6 = 1/$$

Таким чином, в результаті проведеного дослідження встановлено роботоспроможність гідравлічної мережі з ділянкою потоку, що забезпечує сталість кількості обертів на валах гідромоторів при зміні зовнішнього навантажуючого моменту. Час реагування гідравлічної мережі на зміну навантажуючих моментів імовірно складає 0,04 с, що є достатнім для забезпечення роботи конвеєрного приводу.

3.2. Синтез гідравлічної мережі основних двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру

За результатами проведених досліджень компонентів гідравлічних мереж, синтезуємо гідравлічну схему двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру (рис 3.15).

На схемі позначено:

НМ 1, НМ 2 – гідромотори приводи барабанів;

НР – гідравлічна станція

PRV1 – запобіжний клапан замкненого контуру замкненого контуру підйомної лебідки;

FD-M2 – ділянка гідравлічного потоку;

CV1 – злотник керування режимом роботи ділянка гідравлічного потоку;

RV1, RV2 – запобіжні клапани;

С – холодильник замкненого контуру підйомної лебідки;

F – фільтр;

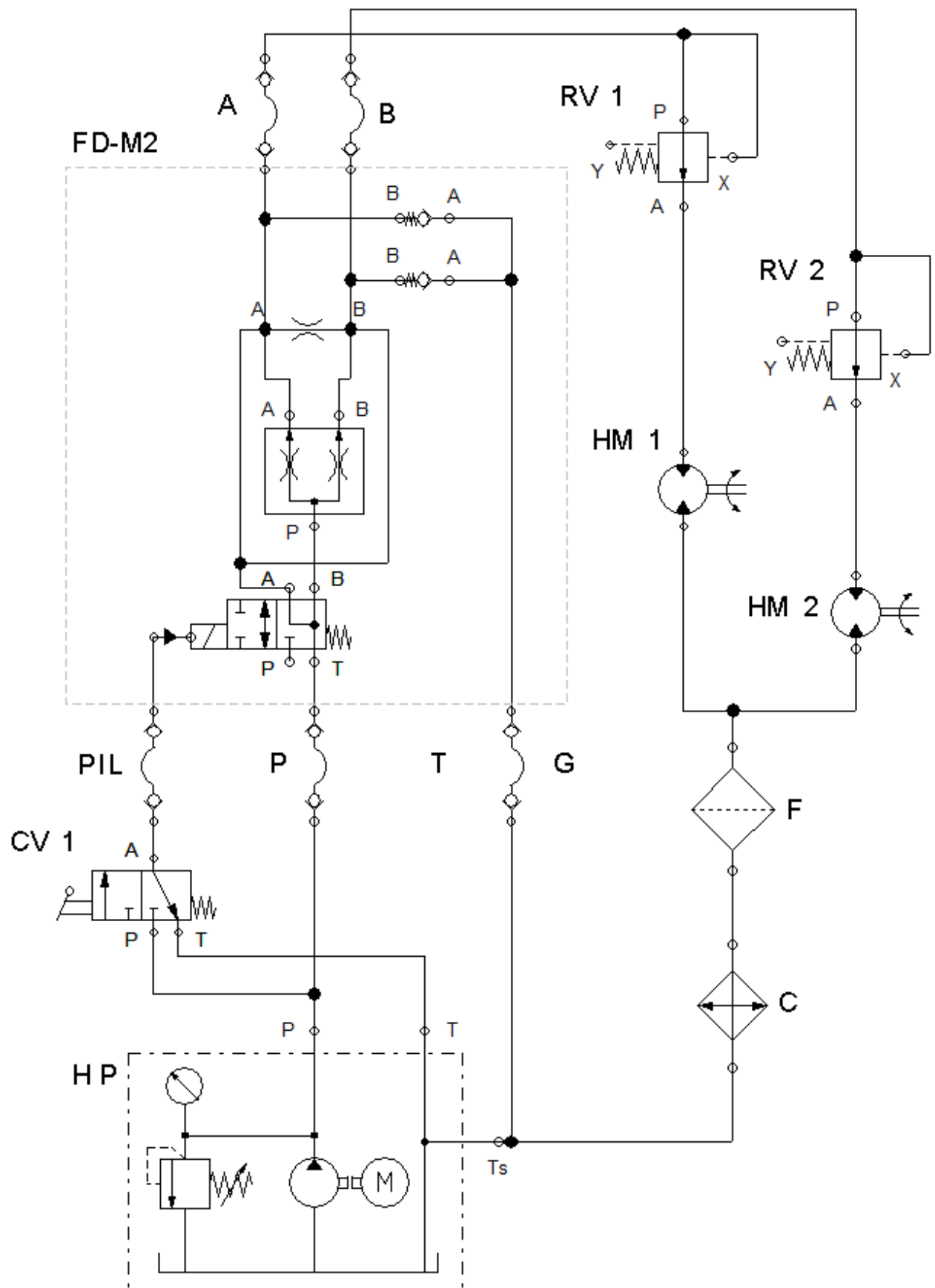


Рис 3.15 – Гідравлічна мережа двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру

Гідравлічна мережа складається з одного відкритого гідравлічного контуру, який живить 2 гідромотори через дільник потоку. Додатково на випадок аварійних ситуацій заклинювання барабанів встановлено запобіжні клапани перед гідравлічними моторами. Також для запобігання засмічення оливи встановлено фільтр та для контролю температури енергоносія встановлено охолоджувач.

Наведена схема працює наступним чином.

При пуску гідросистеми золотник CWV1 переведено у початкове положення. Маслостанція подає оливу в мережу, яка надходить до дільника потоку, який поділяє її на два потоки і живить гідромотори. Після здійснення роботи з обертання гідромоторів, олива фільтрується та охолоджується і потім поступає назад у гідробак маслостанції (рис 3.16). Тиск на обох гідродвигунах за симетричного навантаження на валах гідромоторів однаковий.

При несиметричному режимі роботи гідромережі, коли на валах гідромоторів різні моменти опору (рис 3.17), дільник потоку перерозподіляє тиск таким чином, щоб забезпечити сталість кількості обертів на валах гідродвигунів.

Причому слід зазначити, що при несиметричному режимі навантаження час переналаштування гідромережі становить приблизно 0,05 с (рис 3.18), що є цілком достатнім.

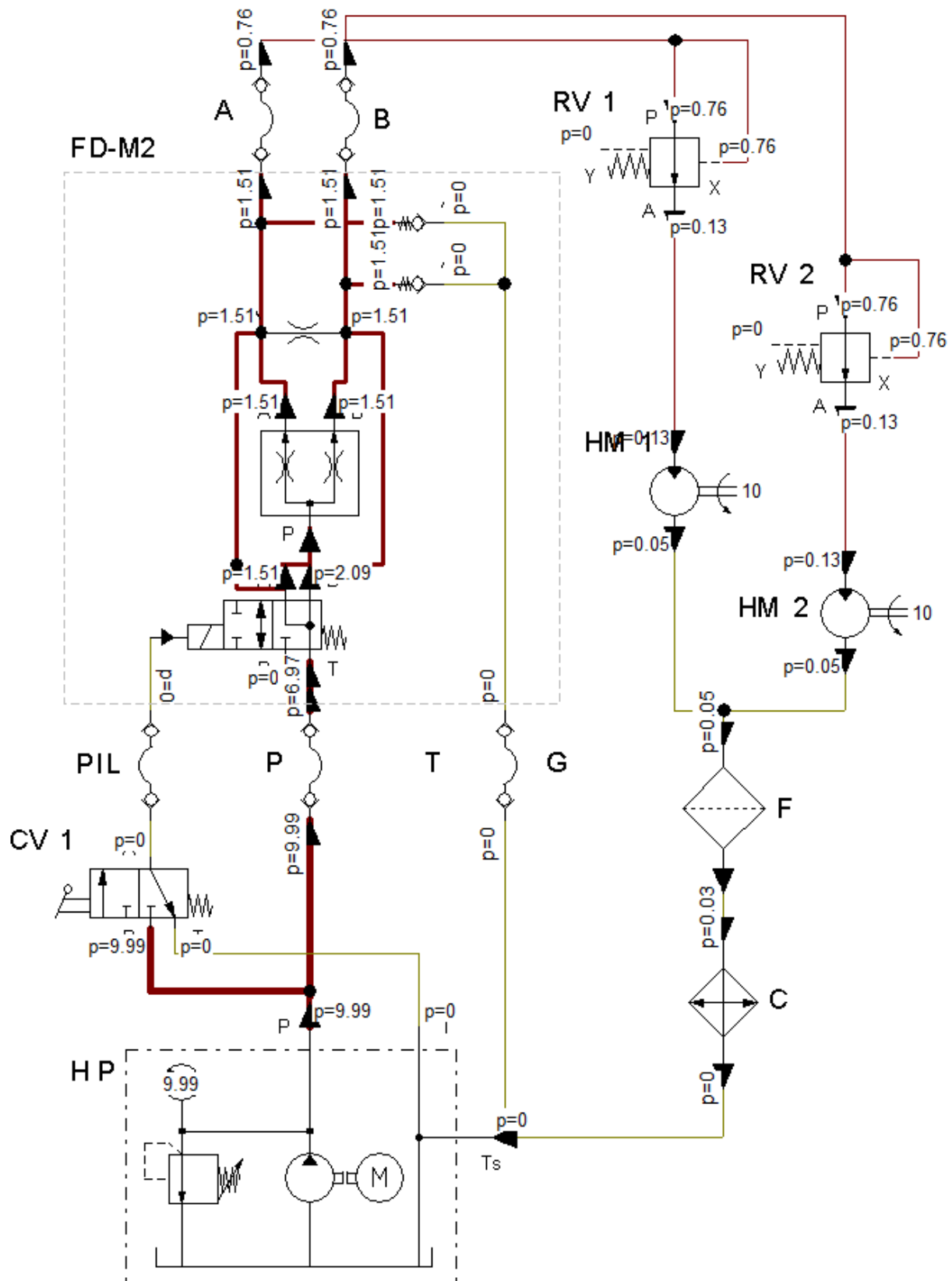


Рис 3.16 – Робота системи у режимі симетричного навантаження

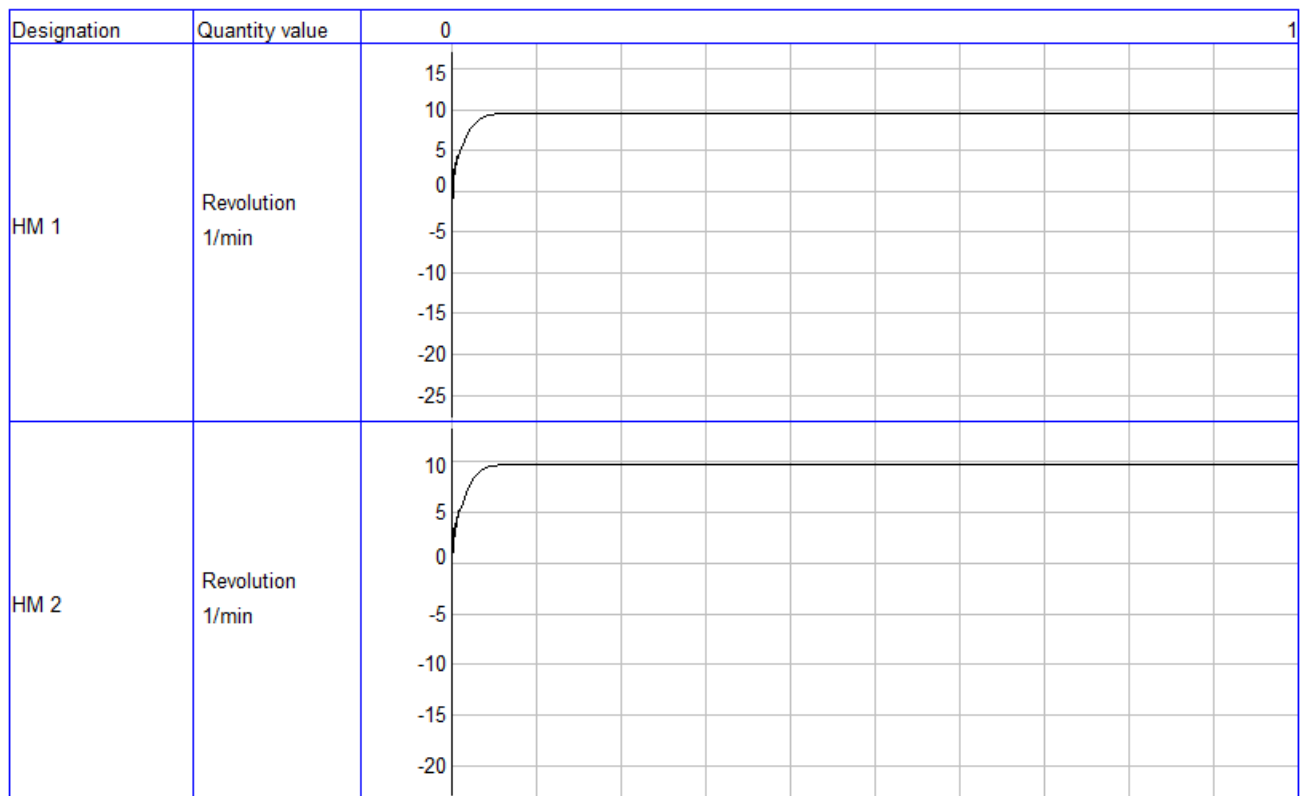


Рис 3.18 – Кількість обертів на гідромоторах при несиметричному навантаженні

Висновки до розділу 3

1. Проведено дослідження компонентів гідравлічних схем, що можуть бути використані у гідравлічній мережі живлення приводу двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру, які б забезпечили сталість кількості обертів приводних барабанів не залежно від обертального моменту на валу.
2. Встановлено, що для синхронізації приводів використовують дільники потоку, які призначено для підтримки заданого співвідношення витрат робочої рідини у кількох паралельних потоках.
3. За своїми конструктивними особливостями дільники потоку поділяються на: золотникові (дросельні), шестеренні, поршневі, радіально-поршневі. Найкращим варіантом з точки зору простоти конструкції та точності роботи є золотникові (дросельні) дільники.
4. Серед різноманіття конструкцій золотникових дільників обрано двосторонній середньонавантажений дільник потоку Rosclain FD-M4 (Франція), який є модульним, компактним і енергоефективним та забезпечує паралельну роботу гідромоторів шляхом поділу або об'єднання потоків енергоносія.
5. За допомогою комп'ютерного моделювання досліджено роботу дільника потоку на простій гідравлічній схемі. Проаналізовано роботу мережі у режимі симетричного та не симетричного навантаження гідродвигунів.
6. Встановлена роботоспроможність гідравлічної мережі з дільником потоку, що забезпечує сталість кількості обертів на валах гідромоторів при зміні зовнішнього навантажуючого моменту. Час реагування гідравлічної мережі на зміну навантажуючих моментів імовірно складає 0,04 с, що є достатнім для забезпечення роботи конвеєрного приводу.
7. Встановлено, що при несиметричному режимі навантаження кількість обертів в обох гідромоторах однакова, а тиск у лініях живлення цих моторів – різний пропорційно зміні навантаження на гідромоторах.

8. Розроблено гідравлічну схему живлення приводу двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру з двостороннім середньонавантаженим ділянком потоку Rosclain FD-M4. Перевірено її роботоспроможність на комп'ютерній моделі. Встановлено, що розроблена гідравлічна схема є цілком роботоспроможною. Час переналаштування гідромережі становить приблизно 0,05 с, що є цілком достатнім.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в покращенні режиму роботи двобарабанних приводів стрічкових конвеєрів за рахунок заміни електричного приводу на гідравлічний.

1. Аналіз розглянутих патентів показав, що для двобарабанних приводів використовуються досить складні механічних передачі з диференціалами та іншими елементами. Тому у подальшому потрібно зосередитися на забезпечення особливостей роботи двобарабанного приводу тільки засобами гідравлічної апаратури.
2. Встановлено, що співвідношення обертальних моментів на першому та другому барабанах приводної станції при рівних кутах обхвату барабанів стрічкою майже дорівнює коефіцієнту розподілу потужності на приводах.
3. Встановлено, що основними факторами, що впливають на перерозподіл потужностей на приводних барабанах є співвідношення кутів охоплення барабанів та співвідношення коефіцієнтів тертя між стрічкою та барабанами.
4. Встановлено, що на перерозподіл потужностей і обертальних моментів суттєвий вплив робить співвідношення кутів охоплення барабанів стрічкою.
5. Встановлено, що при співвідношенні кутів охоплення барабанів $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 2,854$, коефіцієнт розподілу потужності на приводах буде дорівнювати 1, тобто потрібна потужність на першому на другому барабанах, та відповідно обертальні моменти, будуть однакові.
6. Встановлено, що основний вплив на співвідношення кількості обертів приводних барабанів робить пружна деформація стрічки. Причому, якщо стрічка досить жорстка (гумотросова), то кількість обертів обох барабанів однакова. Зважаючи, що у двобарабанному приводі приводні барабани розташовані досить близько, що унеможливорює суттєву поздовжню деформацію стрічки, то можна вважати, що обидва приводних барабана обертаються з однаковими швидкостями.

7. У результаті проведеного дослідження математичної моделі двобарабанного приводу стрічкового конвеєру встановлені основні закономірності, що допоможуть підібрати гідравлічний привод для такої приводної станції.
8. Проведено дослідження компонентів гідравлічних схем, що можуть бути використані у гідравлічній мережі живлення приводу двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру, які б забезпечили сталість кількості обертів приводних барабанів не залежно від обертового моменту на валу.
9. Встановлено, що для синхронізації приводів використовують дільники потоку, які призначено для підтримки заданого співвідношення витрат робочої рідини у кількох паралельних потоках.
10. За своїми конструктивними особливостями дільники потоку поділяються на: золотникові (дросельні), шестеренні, поршневі, радіально-поршневі. Найкращим варіантом з точки зору простоти конструкції та точності роботи є золотникові (дросельні) дільники.
11. Серед різноманіття конструкцій золотникових дільників обрано двосторонній середньонавантажений дільник потоку Rosclain FD-M4 (Франція), який є модульним, компактним і енергоефективним та забезпечує паралельну роботу гідромоторів шляхом поділу або об'єднання потоків енергоносія.
12. За допомогою комп'ютерного моделювання досліджено роботу дільника потоку на простій гідравлічній схемі. Проаналізовано роботу мережі у режимі симетричного та не симетричного навантаження гідродвигунів.
13. Встановлена роботоспроможність гідравлічної мережі з дільником потоку, що забезпечує сталість кількості обертів на валах гідромоторів при зміні зовнішнього навантажуючого моменту. Час реагування гідравлічної мережі на зміну навантажуючих моментів імовірно складає 0,04 с, що є достатнім для забезпечення роботи конвеєрного приводу.
14. Встановлено, що при несиметричному режимі навантаження кількість обертів в обох гідромоторах однакова, а тиск у лініях живлення цих моторів – різний пропорційно зміні навантаження на гідромоторах.

15. Розроблено гідравлічну схему живлення приводу двобарабанної приводної станції стрічкового конвеєру з двостороннім середньонавантаженим ділянком потоку Rosclain FD-M4. Перевірено її роботоспроможність на комп'ютерній моделі. Встановлено, що розроблена гідравлічна схема є цілком роботоспроможною. Час переналаштування гідромережі становить приблизно 0,05 с, що є цілком достатнім.