

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**ШЕЛЕСТ ОЛЕКСАНДР РУСЛАНОВИЧ**

УДК 631.3.03:631.3.01

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДУ  
МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ О. Р. Шелест

**Керівник роботи**

Заєць М. Л.

кандидат технічних наук

**Житомир – 2023**

## АНОТАЦІЯ

**Шелест Олександр Русланович. Обґрунтування параметрів системи гідроприводу мобільної сільськогосподарської техніки. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістр за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

У кваліфікаційній роботі, розглянуто питання визначення та обґрунтування параметрів системи об'ємного гідроприводу ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки, зокрема аксіально-поршневих гідромашин, з об'ємним регулюванням подачі робочої рідини.

В першому розділі проведено огляд відомих конструкцій даних гідравлічних приводів, особливості їх конструкцій та експлуатації в тих чи інших умовах та машинах. Встановлено переваги та недоліки поршневих та плунжерних аксіальних насосів. Сформульовано мету та задачі роботи і шляхи їх вирішення.

Досліджуючи вплив робочих параметрів гідроприводу, принцип дії гідросистеми регулювання подачі оливи аксіально-плунжерними насосами, встановлено значення координати зміщення центру приведеної сумарної сили, в залежності від розрахованої дії плунжерів на коливну шайбу, яка регулює подачу рідини. Визначено траєкторію їх руху по площині шайби. Отримано залежності, що дадуть можливість розрахувати сумарний момент сил, що діє на механізм керування насосом в залежності від ексцентриситету його встановлення. Визначено точку прикладення сумарної сили до коливної плити, що рухається по складній траєкторії петльоподібної форми.

Досліджено параметри даної гідрооб'ємної системи приводу ведучих коліс самохідних машин, визначено їхні значення, що найбільш впливають на якісні показники роботи гідросистеми.

**Ключові слова:** *гідропривод, насос, коливна шайба, регулювання подачі, аксіально-плунжерний, регульовані параметри.*

## ABSTRACT

Oleksandr Ruslanovych Shelest. Justification of the parameters of the hydraulic drive system of mobile agricultural machinery. - *Qualification work on manuscript rights*.

Qualification work for obtaining a master's degree in the specialty 208 Agricultural engineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2023.

In the qualification work, the issue of determining and substantiating the parameters of the volume hydraulic drive system of the running systems of mobile agricultural machinery, in particular axial-piston hydraulic machines, with volumetric regulation of the supply of the working fluid, was considered.

In the first section, an overview of known designs of these hydraulic drives, features of their designs and operation in certain conditions and machines is carried out. Advantages and disadvantages of piston and plunger axial pumps are established. The purpose and tasks of the work and ways of solving them are formulated.

By studying the influence of the working parameters of the hydraulic drive, the working principle of the hydraulic system for adjusting the oil supply of the axial piston pump was studied, and the coordinate offset value of the total force center was determined: the influence of the piston on the oscillation plate that regulates the fluid supply was calculated. Their trajectory along the plane of the puck is deterministic. The dependence has been determined such that the total torque acting on the pump control mechanism can be calculated based on the eccentricity of its installation. Determine the point of application of the total force on an oscillating plate moving along a complex circular trajectory.

The parameters of this hydraulic volumetric system for driving a self-propelled mechanical drive wheel were studied and the parameter values that had the greatest impact on the quality performance of the hydraulic system were determined.

**Key words:** *hydraulic drive, pump, oscillating washer, feed adjustment, axial-plunger, adjustable parameters.*

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>5</b>
<b>1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙНО-КОМПОНОВОЧНИХ СХЕМ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНИХ ГІДРАВЛІНИХ МАШИН</b>	
1.1. Аналіз конструкцій та способів регулювання подачі оливи насосами.....	7
1.2. Аналіз способів регулювання подачі робочої рідини аксіальних гідромашин.....	9
Висновки до розділу 1.....	13
<b>2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПЛУНЖЕРІВ ПО КОЛИВНІЙ ШАЙБИ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА</b>	
2.1. Аналітичне моделювання процесу роботи плунжерів блока циліндрів.....	14
2.2. Визначення моменту сумарних сил зміни кута повороту коливної шайби .....	17
Висновки до розділу 2.....	20
<b>3. РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА ЗА УТОЧНЕНИМИ ДАНИМИ</b>	
3.1. Визначення уточнених параметрів насоса.....	22
3.2. Результати моделювання процесу роботи аксіально-плунжерного насоса за уточненими даними .....	23
Висновки до розділу 3.....	26
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>28</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>29</b>

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Гідравлічні системи в сучасних сільськогосподарських машинах, все більше займають місце механічних систем приводу робочих органів та механізмів передачі потужності. На сьогоднішній день, важко уявити ґрунтообробний чи збиральний агрегат в якому не було б того чи іншого типу системи гідроприводу.

Тенденції сьогодення вимагають від машин високої продуктивності, і як наслідок, передачі великої потужності на привод їх елементів та агрегатів. Цю нішу з успіхом переймають гідростатичні трансмісії, що мають ряд переваг перед механічними, зокрема, безступінчасте регулювання передач, низьку інерційність та автоматизованість при керуванні процесом, а також дуже важливим аспектом є те, що вони не потребують проводити мащення вузлів та агрегатів, оскільки робоча рідина і є змащувальною. Ефективність застосування даного типу приводів теж доведено неодноразово практикою використання їх у приводах активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарських самохідних агрегатах. Тому тема роботи є досить актуальною та направлена на підвищення ефективності роботи, зокрема аксіальних насосів, що являються дерелом енергії об'ємного гідроприводу.

**Метою роботи є:** Обґрунтування робочого процесу гідроприводу ходових систем сільськогосподарських машин, шляхом оптимізації їх конструкційних параметрів.

Досягнути поставленої мети можливо за розв'язання наступних задач:

1. Провести аналіз відомих конструкцій даних гідравлічних приводів, особливості їх конструкцій та експлуатації;
2. Виконати теоретичне дослідження впливу робочих параметрів гідроприводу на регулювання подачі оливи аксіально-плунжерними насосами;
3. Встановити залежність параметрів гідрооб'ємної системи приводу ведучих коліс самохідних машин, що найбільш впливають на якісні показники роботи гідросистеми.

**Об'єкт дослідження** – технологічний процес регулювання подачі оливи аксіально-плунжерними насосами.

**Предмет дослідження** – взаємозв'язок параметрів гідрооб'ємної системи приводу ведучих коліс, та вплив їх на якісні показники роботи гідросистеми.

**Методи дослідження.** Дослідження проводились із використанням методів механіко-математичного моделювання, теорії руху рідини в гідролініях, числові методи розв'язку задач гідродинаміки.

**Перелік публікацій автора за темою роботи:**

1. Заєць М. Л. Обґрунтування способів регулювання об'ємного гідроприводу сільськогосподарських машин / М. Л. Заєць, О. Р. Шелест // Збірник тез IX Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь». Житомир: ЖТФК, 2023. С. 32-35.
2. Заєць М. Аналіз способів регулювання об'ємного гідроприводу ходових систем самохідних машин / М. Заєць, О. Шелест // Матеріали XXIV міжнародного науково-практичного форуму. Львів: ЛНУП., 2023. С. 428-431.
3. Заєць М. Л. Сучасні способи використання гідроприводів самохідних сільськогосподарських машин / М. Л. Заєць, О. Р. Шелест// Студентські читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 3-7.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 30 сторінок комп'ютерного тексту, 12 рисунків.

## 1.ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙНО-КОМПОЗИТИВНИХ СХЕМ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНИХ ГІДРАВЛІНИХ МАШИН

### 1.1.Аналіз конструкцій та способів регулювання подачі оливи насосами

Існує велика кількість конструктивних виконань аксіально-поршневих та аксіально-плунжерних насосів та моторів. Кожен вид цих гідродвигунів обирається у відповідності до тих вимог, які необхідні в тому чи іншому випадку.

При виборі даного типу насосів, необхідно керуватись наступними критеріями та враховувати наступне:[1,2]

- робоча продуктивність та подача насосної установки;
- робочий експлуатаційний тиск;
- число обертів привідного валу при навантаженні;
- габаритно масові параметри;
- коефіцієнт корисної дії (механічний та об'ємний);
- напрям обертання привідного валу;
- температурний режим роботи агрегату;
- рівень шумності роботи;
- змінна чи постійна подача рідини на хід;
- термін експлуатації та ціна.

Тобто при розрахунку та виборі даних типів насосних установок з аксіальним розташуванням поршнів чи плунжерів, потрібно визначитись із потребою фактичного тиску та подачі робочої рідини, обертами привідного двигуна (дизеля чи електромотора), врахувати габаритні розміри та вагу установки, а також втрати напору при перевантажувальних режимах роботи. Важливими показниками експлуатації даного типу насосів є спосіб регулювання подачі ( у насосах) та витрати оливи (у гідромоторах), що буде визначальним при виборі способу регулювання та області застосування. Необхідно враховувати температурні режими роботи гідроагрегатів, щоб правильно підібрати та встановити

кондиціонери робочої рідини, способи охолодження чи підігріву, в залежності від кліматичної зони застосування гідросистеми та машини.

Основні типи насосів, що мають змогу регулювати подачу рідини на початок ходу наведені на рис.1.1.[1,2,3]



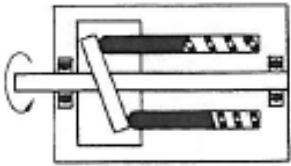
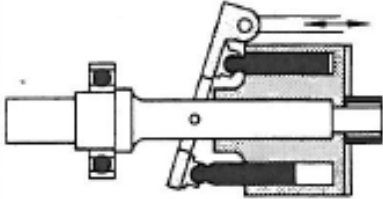
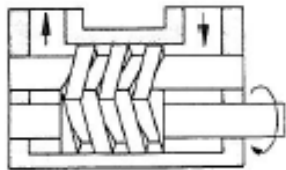
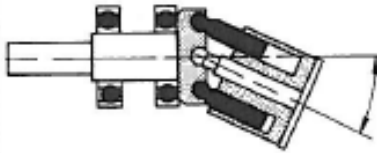
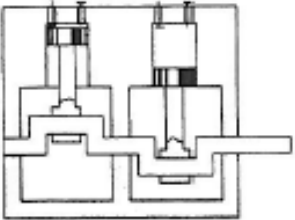
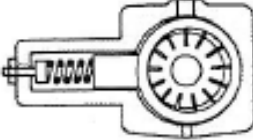
насоси з постійною подачею	регульовані насоси
 <p>шестеренні зовнішнім зачепленням шестерень</p>	 <p>радіально-поршневі</p>
 <p>аксіально-поршневі</p>	 <p>аксіально-поршневі з коливною шайбою</p>
 <p>гвинтові</p>	 <p>аксіально-поршневі з похилим блоком Тома</p>
 <p>поршневі</p>	 <p>лопаткові (пластинчасті)</p>

Рис. 1.1 Типи насосів з нерегульованим та регульованою подачею робочої рідини



## 1.2. Аналіз способів регулювання подачі робочої рідини аксіальних гідромашин

В сучасних приводах ходових систем ведучих коліс, застосовуються велика кількість модифікацій наведених насосних установок, в залежності від потреб по швидко-регуляторних характеристик само машини. Застосовують регульовані насоси з коливною шайбою (або плитою) (рис. 1.2.)[1]

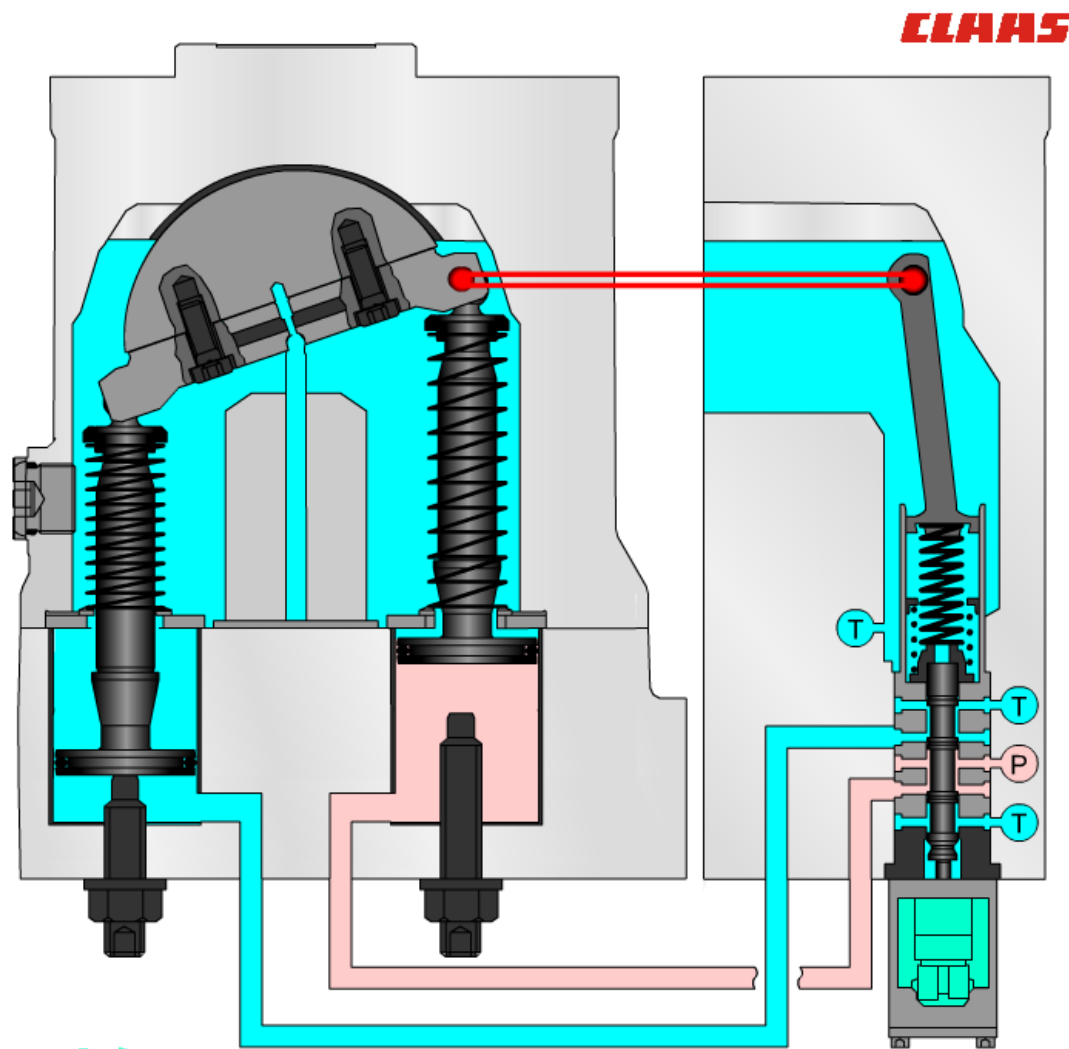


Рис. 1.2. Гідромашина регульованою подачею коливною шайбою

В цьому способі регулювання застосовано сервопривод шайби з сервоциліндрами двостороньо дії, що призначений для міні кута нахилу шайби та подачі насосу.

В зарубіжних машинах досить часто застосовують насоси з регульованою подачею робочої рідини, способом зміни кута нахилу блока циліндрів насоса, або витрати рідини гідромоторів (рис.1.3.).[1]

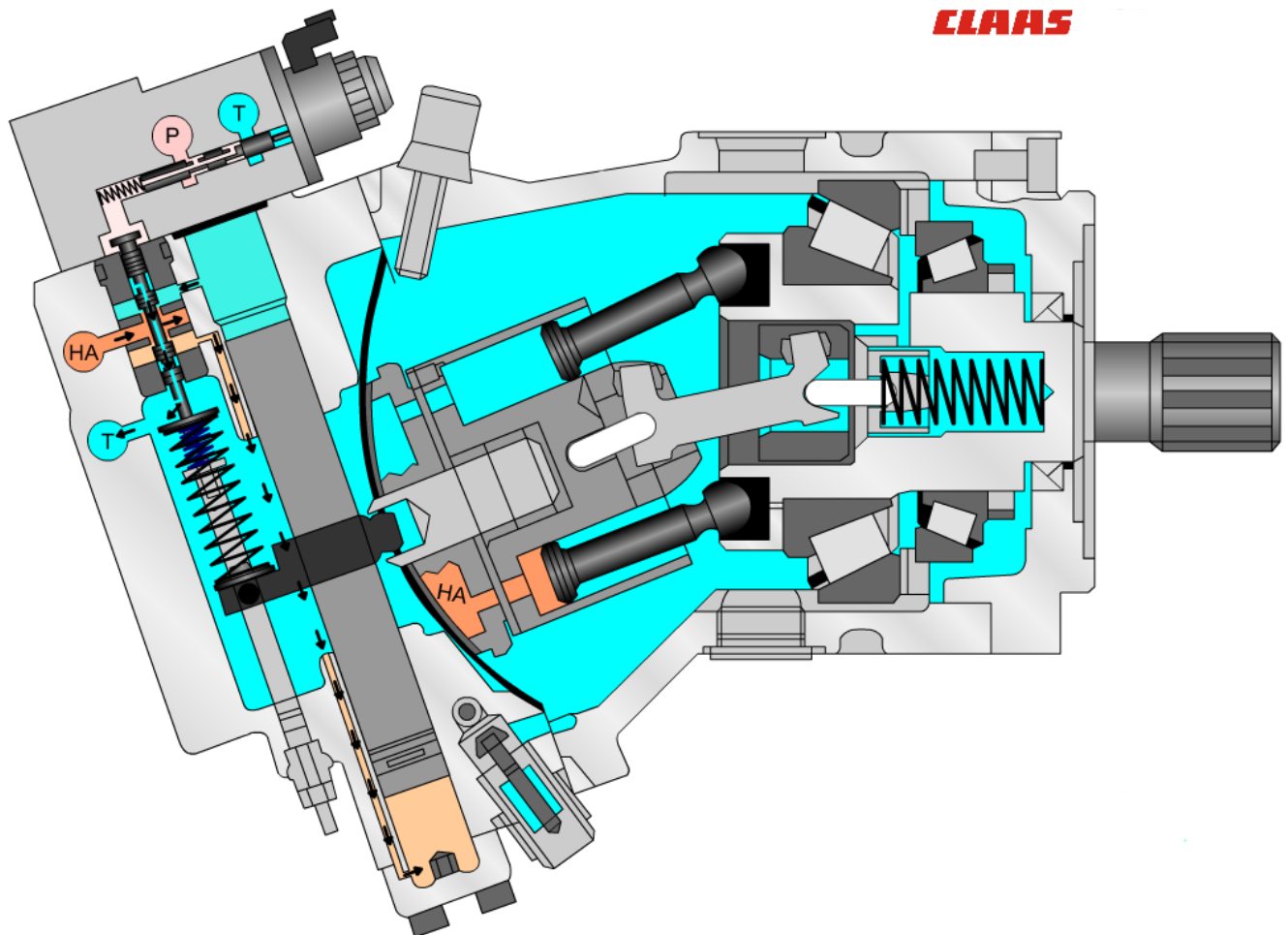


Рис. 1.3. Регулювання подачі способом зміни кута нахилу блока циліндрів насоса

Застосування гідроприводів з сервоприводами все більше займає місце серед аксіально-поршневих та аксіально-плунжерних машинах, оскільки має ряд позитивних переваг перед шайбовим способом регулювання, тобто використання потужності за потреби її використання.

Найчастіше застосованим способом керування подачею насосів, на сьогодні, є сервоприводи із системою LOAD SENSING (LS-управління), що дає змогу більш

ефективного використання потужність на привід насосу від привідного двигуна (рис. 1.4.).[1]

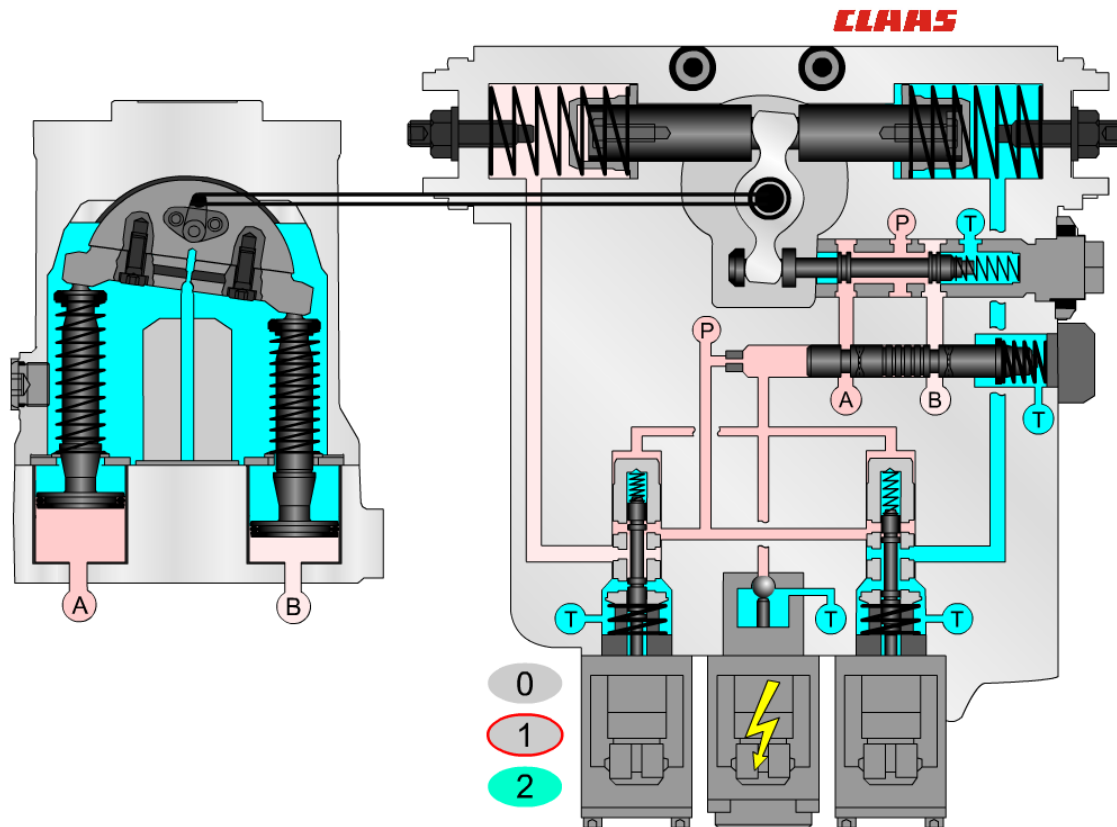


Рис. 1.4. Система сервоприводу коливної шайби аксіально-плунжерного насосу приводу ведучих рушіїв

Привод коливної плити також можна здійснювати за допомогою гідромеханічного сервоприводу гідростатичної трансмісії, що має слідкуючий механізм положення золотника керування поршневими сервоциліндрами управління (ри. 1.5.). Такі системи застосовуються в гідроприводах сільськогосподарських машинах з невеликими керованими моментами на коливній шайбі зміни подачі насоса.[1]

Основним недоліком даних керуючих серво систем є низький ккд системи, тобто втрати на керуванні досить значні тому використовують гідромеханічні слідкуючі пристосування. Але є і переваги такого приводу, за рахунок, так званої

“жорсткості системи”, що дозволяє з високою реакцією системи керувати швидкістю руху агрегату.

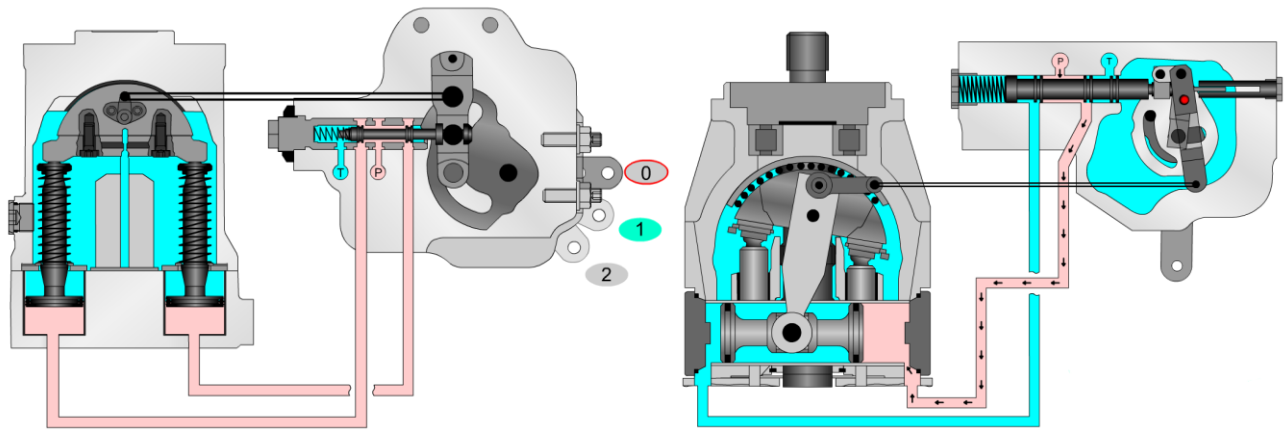


Рис. 1.5. Гідромеханічний сервопривод коливної шайби аксіально-плунжерного насосу

Сучасні самохідні машини та їхні гідростатичні системи приводу ведучих коліс обладнанні сервосистемами з електрогідравлічним управлінням подачі насоса, що дозволяє відслідковувати положення коливної шайби та коригувати втрати потоку та подачу робочої рідини ( рис. 1.6.).[1]

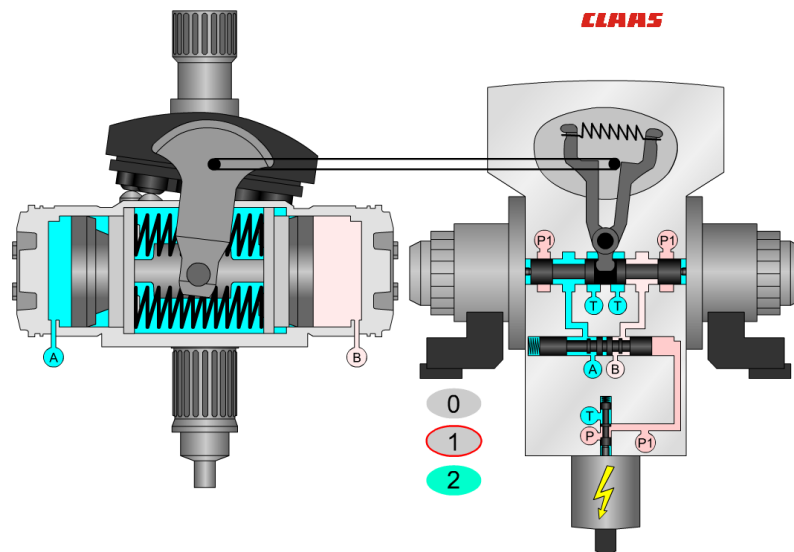


Рис. 1.6. Система гідроприводу сервосистеми з електрогідравлічним управлінням подачі насоса

Гідросистеми та приводи все частіше застосовуються в сільськогосподарських самохідних агрегатах як приводи зміни швидкості руху робочих органів, ведучих рушіїв та підсистем керування. Основним перетворювачем при цьому типу гідроприводів є аксіальнопоршневі насоси з регульованою подачею рідини. Даний тип насосів володіє рядом переваг і недоліків в порівнянні з планетарними чи радіальнопоршневими насосами. Суттєвими перевагами можна назвати це потужність, що передається до двигунів, висока надійність та працездатність, високий механічний та об'ємний ККД, можливість плавного безступінчастого регулювання подачі оливи. Недоліками даного типу гідромашин є високі вимоги до чистоти робочої рідини, температурні режими, рікі втрати потоку при зношуванні пар та висока вартість. [8]

**Висновки до розділу 1.** В розділі проаналізовано відомі сучасні гідравлічні системи керування гідростатичних трансмісій сільськогосподарської техніки, виконано їх огляд, означено їхні переваги та недоліки. Однією із основних систем гідроприводу є підсистема регулювання подачі аксіально-плунжерного насоса, що є досить залежною від робочого навантаження на елементи керування гідросистеми, зокрема подачі насосу. Тому обґрунтування раціональних параметрів елементів конструкції цієї системи суттєво впливає на якісні показники її роботи. Встановлено, що величина моменту керування, суми сил, які діють на коливну шайбу, створює незрівноважену, періодично-циклічну роботу, що визначається значенням кута нахилу блоку циліндрів до величини, що дорівнює відстані між сусідніми плунжерами. Автоколивання сумарного моменту сил, при частоті обертання блоку циліндрів насоса НП-112 1480 хв<sup>1</sup> становить близько 400 Гц, тому виникає потреба дослідження встановленого шкідливого впливу на роботу підсистеми регулювання подачі робочої рідини насоса.

## 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПЛУНЖЕРІВ ПО КОЛИВНІЙ ШАЙБИ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

### 2.1. Аналітичне моделювання процесу роботи плунжерів блока циліндрів

Коливний момент суми сил, що діють на регулюючу шайбу від блоку циліндрів, залежить від тиску в напірній гідролінії насоса і кута нахилу блоку циліндрів. При номінальному тиску 21 МПа діапазон коливань сумарного моменту сил, що діють на плиту насоса становить 280 Нм. Коли осі блоку циліндрів і опори коливної шайби знаходяться в одній площині, тоді момент сил, що діють на плиту, буде змінюватися симетрично відносно осі обертання шайби і циклічно створює її коливання в протилежні сторони. Створення такого характеру навантаження на шайбу шкодить процесу зміни кута нахилу, а також невідповідність дійсного робочого об'єму насоса. З метою зниження негативної дії моменту сумарної сили на ефективність регулювання подачі оливи насосом НП-112, потрібно виконати зміщення осі встановлення коливної шайби відносно вісі блоку циліндрів на 5..7 мм.[14]

Насос НП-112, що є джерелом енергії в гідростатичній трансмісії ГСТ-112, є аксіально-плунжерним насосом з похилою шайбою, в якому регулювання робочого об'єму відбувається зміною кута нахилу шайби. Принципова схема насоса типу НП зображено на (рис. 2.1). У блоці циліндрів 1 концентрично встановлено дев'ять плунжерів 2, що вихідним башмаком контактують з площиною коливної шайби 3. Зміна кута положення шайби, тобто регулювання подачі насоса здійснюється сервоциліндрами 4, вихідний кінець якого кінематично, важелем з'єднаний із шайбою. З іншої сторони на коливну плиту діє циліндрична пружина 5, призначена для встановлення шайби в максимальне положення подачі оливи. В регуляторі подачі насоса встановлено LS-система (Load Sensing) управління керованим сигналом, тобто аналізується величина тиску робочої рідини на виході з насоса та регульованого дроселя 7, що необхідне для подолання опору навантаження, яке створилось на валу гідромотора. В свою чергу на виході LS-розподільника 6

створюється напір рідини, що змінює величину тиску у робочій порожнині сервоциліндра 4 керування положення шайби. Гідроциліндри створюють зусилля, та змінюють кут повороту шайби 3 у сторону зменшення кута нахилу коливної шайби, що зменшує робочий об'єм насоса, і відповідно, подачу робочої рідини в напірну гідролінію. В запропонованій констпукції насосу зусилля плунжерів на поверхню коливної шайби створюють крутний момент, який сприяє переміщенню коливно шайби в сторону збільшення кута її нахилу до значення максимального кута нахилу плити  $\varphi_{max} = \pm 18^\circ$ . [6]

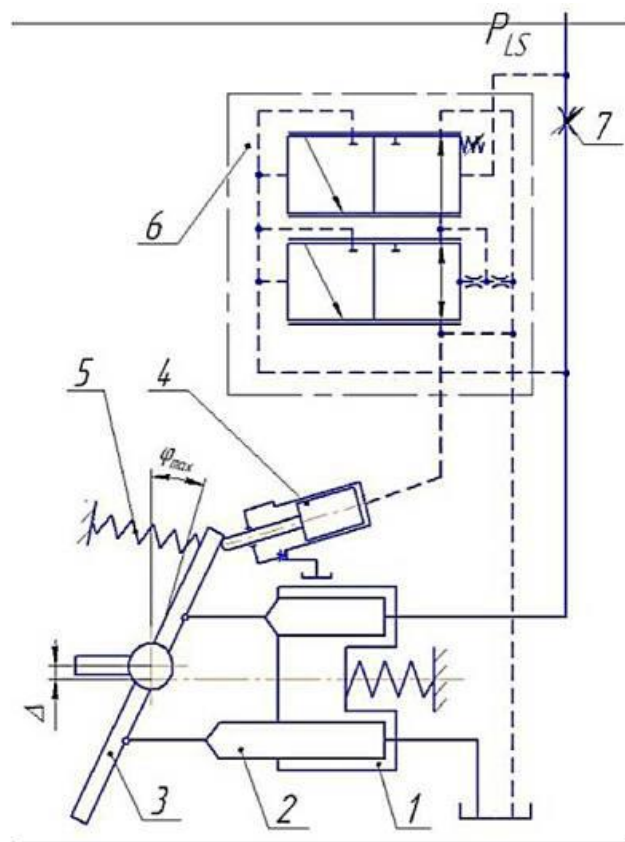


Рис. 2.1. Схема роботи аксіально-плунжерного насосу НП-112 з LS-системою управління подачею

Оригінальність конструкційного рішення є встановлення коливної шайби насоса НП-112 з ексцентриситетом  $\Delta = 5.7$  мм відносно осі обертання блоку циліндрів (рис. 2.2). Це конструктивне рішення також застосовують виробники регульованих аксіально-плунжерних гідравлічних насосів. Що дозволяє плунжерам блоку циліндрів створити на коливній шайбі момент, який сприяє збільшенню кута

нахилу шайби і подачу оливи в систему керування положенням коливної плити, що дозволить подолати опір, створений плунжерами насоса. [4]

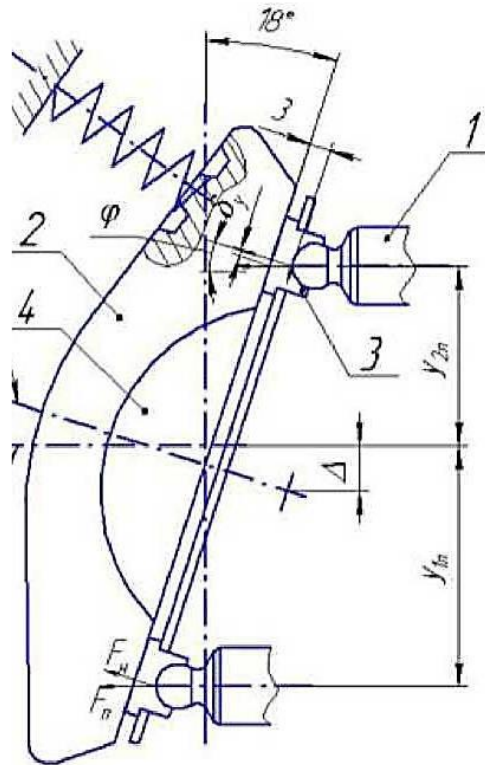


Рис. 2.2. Схема до розрахунку крутного моменту зміни кута нахилу шайби що виникає під дією плунжерів насоса НП-112:

*1 - плунжер, 2 - шайба коливна, 3 - баумак, 4 - опора.*

Величина зазначеного крутного моменту коливної шайби негативно діє на створення сигналу системи регулювання подачі оливи аксіально-плунжерного насоса, що також впливає на умови блокування статичного підшипника, який сприймає притискні зусилля плунжерів блока циліндрів. Тому виникає потреба визначення необхідного крутного моменту зміни кута коливної шайби насоса, з подальшим врахуванням під час силового аналізу дії плунжерів на ефективність роботи системи регулювання робочого об'єму насоса НП-112, з метою підвищення якості управління його подачею.[5]

Осьова сила  $F_n$ , яку створює поршень, що діє на люльку, визначається формулою:[6]



$$F_n = P_H \cdot S_n, \quad (2.1)$$

де  $P_H$  — тиск у напірній гідролінії подачі насоса, МПа

$S_n$  — площа торцевого ефективного перерізу, м<sup>2</sup>.

Вектор сили, що створюють плунжери блока направлений під кутом  $\varphi$  до площини ковання башмаків, то коливна шайба буде нахилена відносно осі обертання вала насоса. Тоді сумарна сила діє на коливну плиту та утворює момент повертання навколо її осі.

Розрахунок сумарного моменту сил повертання коливної шайби відносно осі опори для насоса НП-112, в блоці циліндрів якого є дев'ять плунжерів діаметром поршня  $d_n = 20$  мм., а діаметр кола осей плунжерів становить  $D_n = 73$  мм.[7,12]

Під час роботи насоса блок виконує обертання на вколо осі валу насоса, що створює поступально-обертальний рух плунжерів, в результаті башмак плунжера і точка прикладання зусилля, також описують траєкторію кола з діаметром  $D_n$ . Оскільки значення моменту одного плунжера, є змінною величиною та залежить від величини кута нахилу коливної шайби.

## 2.2. Визначення моменту сумарних сил зміни кута повороту коливної шайби

Насоси даного типу мають режим самовсмоктування робочої рідини, тому при визначенні сил, які діють на шайбу плунжерами, що знаходяться у зоні всмоктування, знехтуємо. На (рис. 2.3.)ображено схему до розрахунку координат центра дії приведеної сили плунжерів, щовиникає на площині тертя з коливною плитою. З даної рорахункової схеми під дією високого тиску знаходяться плунжери, що рухаються у правій зоні, відносно вертикальної осі  $X$ .

На схемі наведена розрахункова модель для визначення координат центру прикладання приведеної сумарної сили тиску плунжерної пари, що знаходяться у зоні відкачування насоса. Для визначення координат точки прикладання сили запишемо рівняння моментів відносно центру прикладання приведеної сили.

Рівняння моментів відносно центру диска в проєкціях на вісь  $X$  запишеться наступним чином:

$$P_1 \cdot (X_{Ц} - X_1) - P_2 \cdot (X_2 - X_{Ц}) - P_3 \cdot (X_3 - X_{Ц}) - P_4 \cdot (X_4 - X_{Ц}) + P_5 \cdot (X_{Ц} - X_5) = 0, \quad (2.2)$$

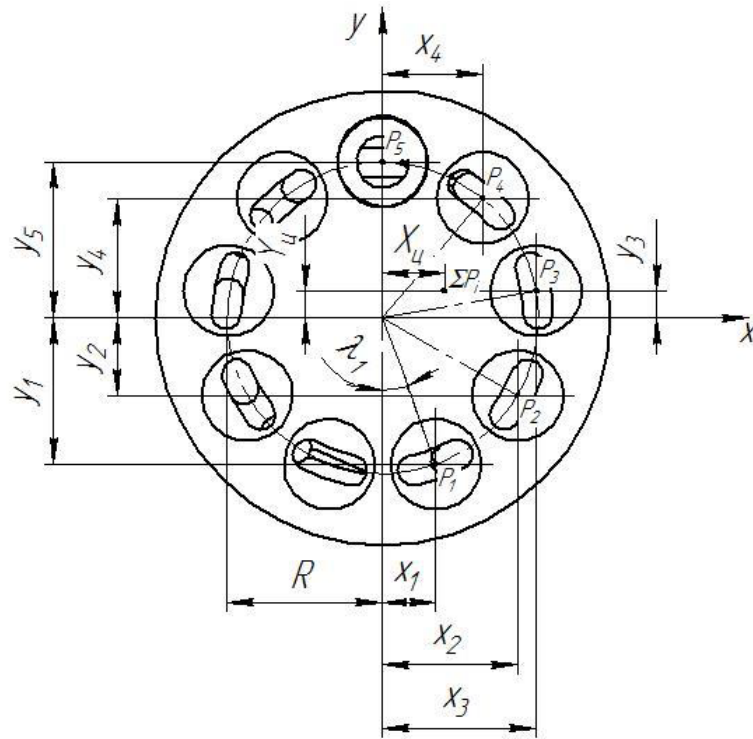


Рис. 2.3 Схема до розрахунку значень координат центру прикладання сили приведенного тиску від плунжерних пар у зоні нагнітання.

Запишемо рівняння моментів відносно центру диска в проєкції на вісь  $Y$ :

$$P_1 \cdot (X_{Ц} + X_1) + P_2 \cdot (X_2 + X_{Ц}) - P_3 \cdot (X_3 - X_{Ц}) - P_4 \cdot (X_4 - X_{Ц}) - P_5 \cdot (X_5 - X_{Ц}) = 0. \quad (2.3)$$

Розв'язуючи систему рівнянь у полярних координатах  $R, \lambda l$ , відносно  $X_{Ц}, Y_{Ц}$  отримаємо:

$$X_{Ц} = \frac{l}{k+1} \cdot R \cdot \sum_{i=0}^k \sin(\lambda_1 + \chi \cdot i), \quad (2.4)$$

$$Y_{Ц} = -\frac{R}{k+1} \cdot \left( \sum_{i=0}^k \cos(\lambda_1 + \chi \cdot i) \right). \quad (2.5)$$

Враховуючи, що кількість плунжерів в блоці, залежно від конструкції та робочого об'єму насосів, може змінюватися від 7 до 13, кількість плунжерів у зоні високого тиску змінюватиметься залежно від кута повороту плунжерного блоку і може бути розраховано за таким співвідношенням:[12]

$$k = \left[ \frac{\pi - \varphi_n}{\chi} \right] \quad (2.6)$$

де  $\varphi_n$  – поточний кут входу плунжера в зону нагнітання рідини;

$\chi$  – кут між парою суміжних плунжерів,

Даний кут можна розрахувати за наступним виразом:

$$\chi = \frac{2\pi}{n} \quad (2.7)$$

Кут входу плунжера в зону нагнітання оливи можна визначити наступною залежністю:

$$\varphi_n = \varphi_1 - \chi \left[ \frac{\varphi_1}{\chi} \right] \quad (2.8)$$

де  $\varphi_1$  - кутове положення при заході в зону першого плунжера.

$$\varphi_1 = \varphi - 2\pi \cdot \left[ \frac{\varphi}{2\pi} \right] \quad (2.9)$$

де  $\varphi$  – кутове положення блоку плунжерів.

З урахуванням рівнянь (2.6), (2.9) вираз для визначення кутового положення  $i$ -плунжера запишеться наступним чином:

$$\lambda_i = \lambda_1 - \chi \cdot i, i \in 0 \dots k \quad (2.10)$$

Враховавши вирази (2.6) (2.10), рівняння (2.4), (2.10) для випадку  $n$ - кількості плунжерів будуть мати наступний вигляд:

$$X_{\Pi} = \frac{1}{k+1} \cdot R \cdot \sum_{i=0}^k \sin(\lambda_1 + \chi \cdot i), \quad (2.11)$$

$$Y_{II} = -\frac{R}{k+1} \cdot \left( \sum_{i=0}^k \cos(\lambda_1 + \chi \cdot i) \right). \quad (2.12)$$

Застосувавши редактор програмного забезпечення MathCad, отримаємо траєкторію центру сумарної приведенної сили по площині похилої коливної шайби аксіально-плунжерного насоса:

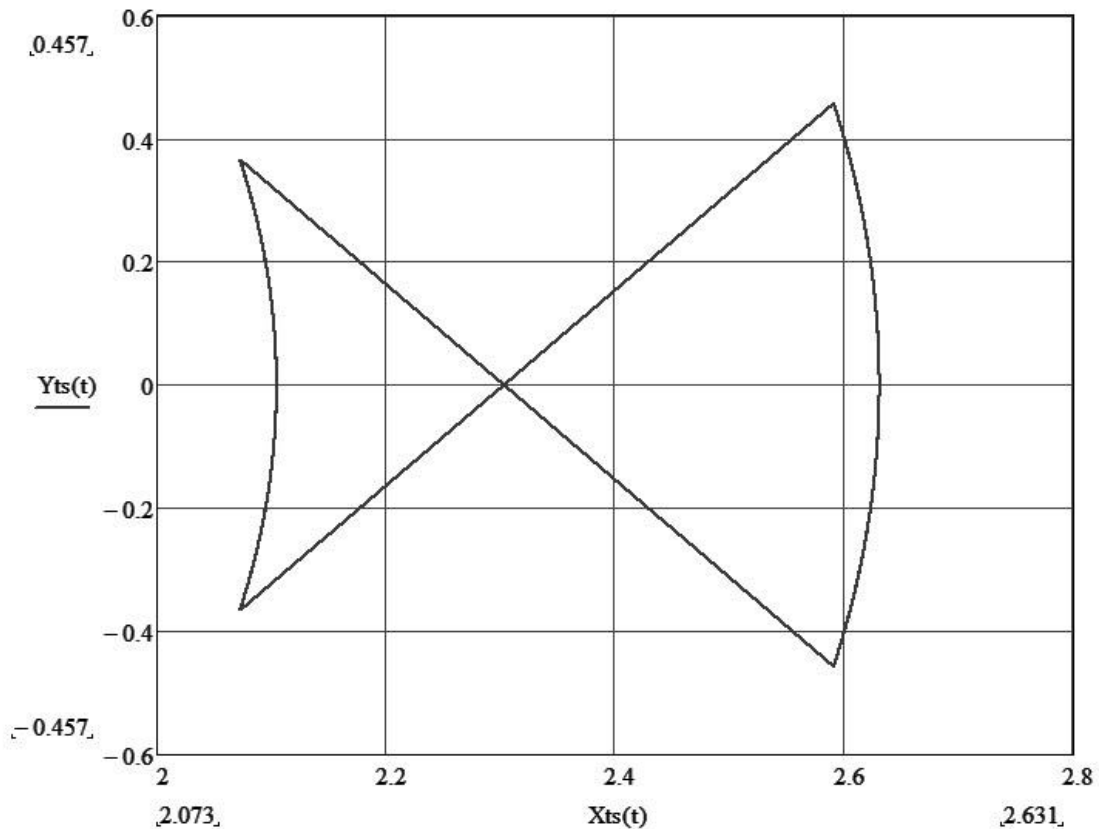


Рис. 2.4. Траєкторія переміщення центру прикладання приведенної сили від плунжерів по площині коливної шайби аксіальноплунжерного насоса

Момент сумарної приведенної сили, що створюють плунжери блока циліндрів насоса відносно осі  $X$ , визначимо наступним математичним виразом:

$$M_x = \left[ -\frac{R}{k+1} \left( \sum_{i=0}^k P_i \cos(\lambda_i + \chi \cdot i) \right) \right] \quad (2.13)$$

**Висновки до розділу 2.** Отримана траєкторія руху центру прикладання приведенної сили має характер циклічноподібної петлі, з періодичністю повторення

кратному  $40^0$ , це відбувається за рахунок обертання блока-циліндрів на кут, що дорівнює кутовому кроку встановлення між суміжними плунжерами. В результаті розрахунку встановлено координати приведеної сили дії плунжерів становлять в інтервалах значень  $X_{ц} = 20,73...26,31\text{мм}$ , і в межах  $Y_{ц} = +4,57\text{до} -4,57\text{мм}$ . Крутний момент, що змінює кут положення коливної шайби відносно вісі опори з гідродинамічним підшипником, тобто зростання робочого об'єму та подачі насоса, утворюється під час зміщення в центр приведеної сили плунжерів вздовж осі  $Y$ .

### 3.РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА ЗА УТОЧНЕНИМИ ДАНИМИ

#### 3.1. Визначення уточнених параметрів насоса

Визначений у попередньому розділі коливний момент сумарної сили діє на робочу поверхню регульованої шайби, що створює її обертання відносно осі коливання. Тому отриманий вираз (2.13) адекватно описує процес створення моменту, за умови співпадання вісі обертання блоку циліндрів та віссю коливання площини опор коливної шайби. Було встановлено, та апропоновано встановлювати вісь коливання опори з ексцентриситетом на величину  $\Delta$ , зі зміщенням відносно осі блоку циліндрів вище за вісь опори. Встановивши опору коливної шайби з ексцентриситетом, це призведе до зсуву центра прикладання сукупної сили плунжерів, в тому ж напрямку, що призведе до переміщення центру приведеної сили та створить більше значення коливного моменту направлено на зростання кута нахилу шайби. Тобто в математичний вираз (2.13) потрібно записати з врахуванням величини ексцентриситету встановлення осі гідродинамічної опори.

Встановивши коливну шайбу зі зміщенням відносно осі блоку циліндрів, конструкційно ми отримали постійний її нахил на кут  $\varphi$ , що вимагає виконати уточнення при розрахунку моменту повороту регульованої шайби, тобто з'являється нормальна складова в сили, що виникає на робочій поверхні зі сторони плунжерів. Отримане кутове зміщення шайби, потрібно врахувати, при зміні подачі насоса.

При збільшенні кута нахилу коливної шайби на кут  $\varphi$  нормальна реакція направлена так, що створюється зсув сил в сторону зменшення дійсного переміщення осі повороту опори  $\Delta$  на різницю  $\delta_y$ :

$$\delta_y = l \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.1)$$

де  $l$  - відстань від торцевої поверхні коливної шайби до точки контакту шарової опори плунжера (рис. 2.2).

У насосі НП-112  $l = 3_{мм}$ . Тоді вираз (2.13) для розрахунку моменту сумарної сили з урахуванням зміщення, прийме слідуєчий вигляд:

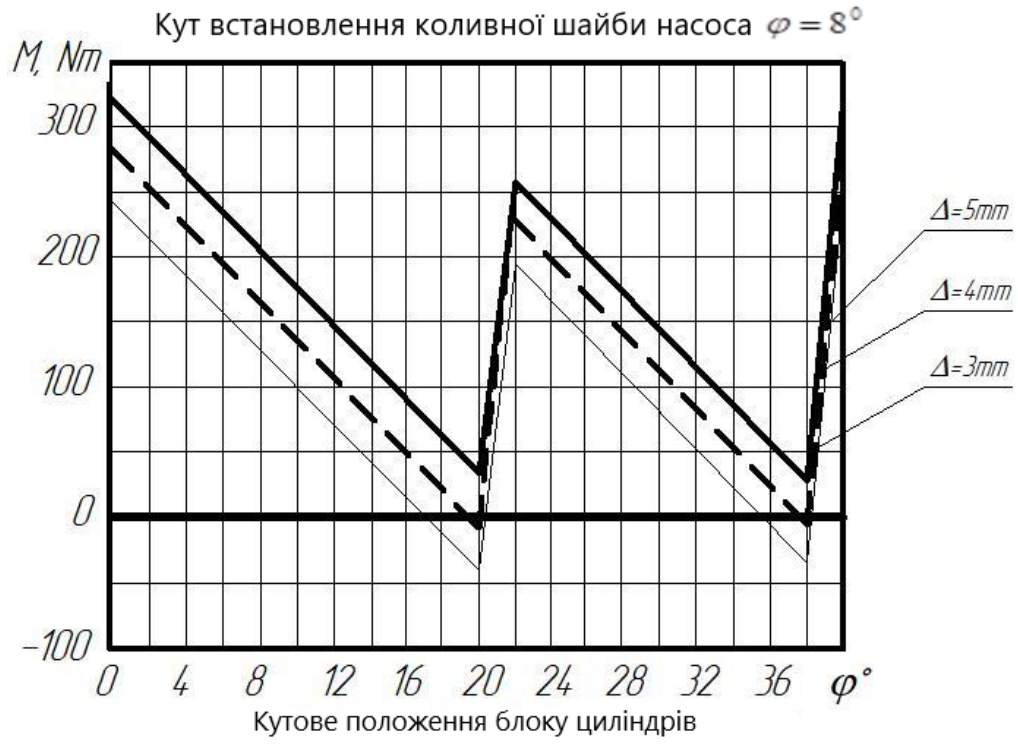
$$M_x = \left[ -\frac{R}{k+1} \left( \sum_{i=0}^k \cos(\lambda_i + \chi \cdot i) - \Delta + \delta_y \right) \right] \sum_{i=1}^k P_i \quad (3.2)$$

Отримана уточнена залежність визначення коливного моменту (3.2) дає можливість отримати значення величини моменту сумарної сили плунжерів, та здійснити повертання коливної шайби в сторону зростання кута її нахилу, з врахуванням значення кута положення шайби, тиску в напірній магістралі насоса, величини дійсного переміщення осі повороту опори відносно осі обертання блоку циліндрів.

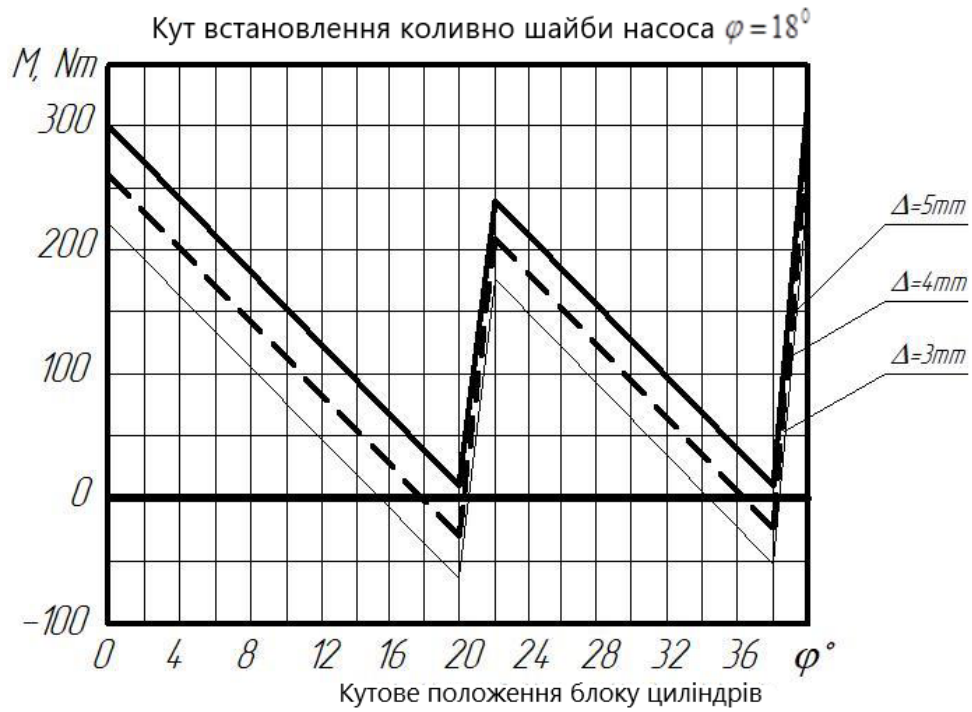
### 3.2. Результати моделювання процесу роботи аксіально-плунжерного насоса за уточненими даними

Побудовано графічні залежності моменту сумарної сили, що діють на коливну шайбу, для трьох значень величини переміщення осі коливання шайби відносно осі валу обертання блоку циліндрів: при  $l = 3,4,5_{мм}$ , номінальному тиску насоса у напірній магістралі, що становив 21 МПа, дійсна уточнена частота обертання валу блоку циліндрів, з врахуванням втрат потоку та стандартним об'ємним коефіцієнтом корисної дії прийнята  $n = 1450 \text{ об}^{-1}$ . Коливна шайба знаходиться під нахилом кутом ( $\varphi$ ), який приймали  $\varphi = 8^\circ$  (рис. 3.1, а), при якої насос подає мінімальну подачу оливи та має робочий об'єм близький нулю, а також  $\varphi = 18^\circ$  (рис. 3.1, б), при якому робочий об'єм та подача оливи насосом має максимальні показники.

На рис. 3.1. наведено розрахункові графіки залежності моменту сумарної сили плунжерів, що впливають на коливну шайбу, від зміни положення блоку плунжерів, що варіюється під час його обертового руху.



a)



б)



Рис. 3.1. Графічні залежності моменту сумарних сил, від роташування блоку циліндрів аксіально-плунжерного насоса

Відповідно до графічних залежностей, представлених на (рис. 3.1, а та 3.1., б) моментні залежності сил, що діють на опору коливної шайби, встановлено циклічно-пульсуючу характеристику зі значним діапазоном коливань. Циклічні коливання відбуваються відповідно часу обертання блоку циліндрів, на кут, що відповідає довжині дуги між суміжними плунжерами блока циліндрів. Згідно графічним зображенням, встановлено два максимальних значення на вході плунжера в діянку шайби, високого тиску (рис. 2.2.) (верхня ділянка), так при вході плунжера до зони всмоктування рідини у нижній ділянці. Що спричинює створення високочастотних сил автоколивань за дійсної частоти обертання валу блока  $1450 \text{ об}^{-1}$  і становить близько  $\nu = 450 \text{ Гц}$ . З метою уникнути цього негативного явища, коливну плиту чи шайбу насоса виготовляють з досить високою масою, що дозволяє їй виконувати функції високочастотного фільтра і тим самим уникати коливань, викликаних пульсацією приведеної сили плунжерів.

На початку кутового положення блоку циліндрів - це момент переходу циліндра в нижній частині блоку циліндрів (рис. 2.3.) із ділянки заповнення камер в напірну зону. Як раз в такому положенні блоку циліндрів, максимальний момент сумарної сили плунжерів (рис. 3.1.). Величина максимального моменту сили, що взаємодіє з шайбою (рис. 3.1., а), в залежності від величини зміщення осі її коливання  $l = 3 \text{ мм}$  становить  $M_{\text{max}} = 243 \text{ Nm}$ , за умови встановлення опори шайби зі зміщенням  $l = 4 \text{ мм}$  коливний момент сумарної сили підвищується до  $M_{\text{max}} = 284 \text{ Nm}$ . Зростання переміщення до значення  $l = 5 \text{ мм}$  максимальний момент сили на коливній шайбі, зростає до  $M_{\text{max}} = 324 \text{ Nm}$ .

При повороті валу блоку циліндрів в наступних значеннях кутових положеннях момент сумарної сили, знижується по лінійній залежності, при всіх значеннях  $l$ . Момент сил зменшується при повороті валу блоку циліндрів на  $20^\circ$  під

час якого циліндр, що утворює силу  $P$ , у верхній частині блоку циліндрів (рис. 2.3.) від ділянки напірного тиску в всмоктування рідини. Тоді момент сумарної сили, знижується до  $M = 34Nm$  при зміщенні осі колювання опори  $l = 5mm$ , до  $M = 3Nm$  при зміщенні осі на  $l = 4mm$ , до  $M = 40Nm$  при  $l = 3mm$ .

Негативна величина моменту сил в останніх двох дослідах доводить, утворення рушійної сили в бік зменшення кута положення шайби  $\varphi$ , як наслідок, зменшення подачі насоса, що не коректно змінює робочий об'єм подачі насоса.

Вподальшому обертанні блоку циліндрів на кут  $25^\circ$  максимальний момент сили, починає збільшуватись до наступного максимального значення, яке трохи менше попереднього. Однак, при зміщенні осі обертання валу блока на  $l = 5mm$  величина моменту сумарної сили збільшується до  $M = 256Nm$ , при  $l = 4mm$  момент становить  $M = 226Nm$ , і при зміщенні  $l = 3mm$  момент сили буде мати значення  $M = 196Nm$ . За обертання блоку циліндрів на кут більше  $40^\circ$  момент сумарної сили є мінімальним. У той же час при зміщенні осі обертання опори на величину  $l = 5mm$  момент лишається додатним, а при зміщенні на  $l = 3mm$  і  $l = 4mm$  момент сумарної сили плунжерів змінює знак на протилежний.

Діапазон колювань моменту сукупної сили може становити  $M = 290Nm$  при кутах повороту від  $0...25^\circ$  незалежно від зміщення осі колювання шайби. Коли кут обертання блоку циліндрів знаходиться в діапазоні  $25^\circ...40^\circ$  зона створення амплітудних колювань знижується, і значення моменту сягає близько  $M = 215Nm$  незалежно від зміни геометрії положення шайби. Коли кут нахилу колювної шайби зростає до  $\varphi = 18^\circ$  моменту сумарної сили в залежності положення блоку циліндрів (рис. 3.1., б) лишається без змін.

**Висновки до розділу 3.** Аналізуючи графічні залежності представлені на (рис. 3.1, б), видно, що момент сумарної сили плунжерів блока циліндрів насоса, знижується зі збільшенням кута положення колювної шайби. Встановлено, що величина моменту приведеної сили, що діє на колювну плиту при проходженні по ділянці нижнього кутового положення блоку циліндрів (зміщення становить  $l = 5mm$

мм) знижується до  $M = 300Nm$ . За встановлення коливної шайби на кут  $\varphi = 8^\circ$  значення величини моменту становило  $M = 320Nm$ . Інші значення моментів сумарної сили, змінюються аналогічно при інших встановлених значеннях зміщення осі обертання шайби. При цьому слід вказати, що діапазон коливань моменту сумарних сил залишається постійним, оскільки, при куті повороту валу блоку циліндрів  $25^\circ \dots 40^\circ$  негативні величини моменту сил, вісі опори шайби збільшується, при зміщенні обертання на 3 ... 4 мм. За рахунок зміщення осі коливання опори шайби  $l = 3mm$  момент сумарних сил буде становити  $M_x = -70Nm$ , а за величини  $l = 4mm$  момент буде  $M_x = -30Nm$ , що негативно впливає на процес зміни робочого об'єму та подачі насоса НП-112.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано відомі сучасні гідравлічні системи керування гідростатичних трансмісій сільськогосподарської техніки, виконано їх огляд, означено їхні переваги та недоліки. Встановлено, що величина моменту керування, суми сил, які діють на коливну шайбу, створює незрівноважену, періодично-циклічну роботу, що визначається значенням кута нахилу блоку циліндрів до величини, що дорівнює відстані між сусідніми плунжерами. Автоколивання сумарного моменту сил, при частоті обертання блоку циліндрів насоса НП-112  $1480 \text{ хв}^{-1}$  становить близько  $400 \text{ Гц}$ , тому виникає потреба дослідження встановленого шкідливого впливу на роботу підсистеми регулювання подачі робочої рідини насоса.
2. Отримано траєкторію руху центру прикладання приведеної сили, що має характер циклічноподібної петлі, з періодичністю повторення кратному  $45^\circ$ , це відбувається за рахунок обертання блока-циліндрів на кут, що дорівнює кутовому кроку встановлення між суміжними плунжерами. Встановлено координати приведеної сили дії плунжерів становлять в інтервалах значень  $X_{ц} = 20,73...26,31 \text{ мм}$ , і в межах  $Y_{ц} = +4,57 \text{ до } -4,57 \text{ мм}$ .
3. Встановлено величину моменту приведеної сили, що діє на коливну плиту при проходженні по ділянці нижнього кутового положення блоку циліндрів (зміщення становить  $l = 5 \text{ мм}$ ) знижується до  $M = 300 \text{ Nm}$ . Положення коливної шайби з кутом  $\varphi = 8^\circ$  значення величини моменту  $M = 320 \text{ Nm}$ .
4. Визначено діапазон коливань моменту сумарних сил при куті повороту валу блоку циліндрів  $25^\circ...40^\circ$  негативні величини моменту сил, вісі опори шайби збільшується, при зміщенні обертання на  $3 \dots 4 \text{ мм}$ . За рахунок зміщення осі коливання опори шайби  $l = 3 \text{ мм}$  момент сумарних сил буде становити  $M_x = -70 \text{ Nm}$ , а за величини  $l = 4 \text{ мм}$  момент буде  $M_x = -30 \text{ Nm}$ , що негативно впливає на процес зміни робочого об'єму та подачі насоса НП-112.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. [www/claas.com.ua](http://www.claas.com.ua).
2. <https://www.deere.ua/uk/>
3. Інструкції по експлуатації гідросистем комбайнів CLAAS LEXION. CLAAS ACADEMY/-2011.
4. Hydraulic Solutions for mobile applications. VP170 directional control valve proportional, load-sensing and pressure compensation. Parker Hannifin Corporation hydraulic valve division. Bulletin HY14-2006/US,400, 9/0 C, GL.
5. Гідроприводи та гідропнеумоавтоматика верстатів / За ред. д-ра техн. наук В. А. Федорця. - К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 375 с.
6. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. - К.: Вища освіта, 2004 - 368 с.
7. Axin M. Fluid power systems for mobile applications with a focus on energy efficiency and dynamic characteristics / M. Axin // Link ping studies in science and technology. Thesis № 1595. - Link ping. - 2013. - 59 p. - Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/fulltext01.pdf>. [електронний ресурс].
8. Козлов, Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS - регулюванням: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович. Вінниця, 2000 р. 320 с.
9. Пастушенко, С. И. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / С. И. Пастушенко, О. М. Яхно. // Промислова гідравліка і пневматика. 2004. №1(3). С. 92-99.
10. Соболев І. М. Вибір оптимальних параметрів у завданнях із багатьма критеріями / І. М. Соболев, Р. Б. Статніков. К: Наука, 1981. - 107 с.
11. Мещеряков, І. К. Проблеми гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів / І. К. Мещеряков, Е. М. Штейн // Трактори та сільськогосподарські машини. 1991. №11. С. 5-7.
12. <http://www.boschrexroth.com>

13.[http: www.parker.com](http://www.parker.com)

14.[http: www.danfoss.com](http://www.danfoss.com)