

УДК 621.225.001.4

ОБҐРУНТУВАННЯ ПОЧАТКОВИХ УМОВ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРООБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ, ПРАЦЮЮЧОГО У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТА

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Костюк А.М., інженер,

Вишневський В.М., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – обґрунтовано та прийнято необхідні початкові умови, обмеження і припущення, які дозволять моделювати робочі процеси, що відбуваються у серійному і модернізованому гідравлічних обертачах планетарного типу з великими робочими об'ємами більше за 6000 см^3 , працюючих у складі гідроагрегату, який включає насосну станцію мобільної машини з розімкненою циркуляцією потоку, з приводним двигуном дизельного типу, нерегульованим шестеренним насосом та запобіжним клапаном за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim. Моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гідрообертачах планетарного типу, працюючих у складі гідроагрегату, дозволить дослідити динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу, працюючих у складі гідроагрегату, з урахуванням їх конструктивних особливостей, а також взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату та їх взаємодії з робочою рідиною.

Ключові слова – серійний та модернізований гідрообертач планетарного типу, розподільна система, витискувальна система, початкові умови моделювання, вихідні дані, геометричні параметри, робочі процеси, моделювання зміни зазору між зубами витискувачів, моделювання зміни геометричних параметрів розподільної системи, моделювання роботи гідрообертача у складі гідроагрегату.

Постановка проблеми. Недостатньо широке застосування гідросистем привода активних робочих органів сільськогосподарської та іншої мобільної техніки (під мобільною технікою в даній роботі розу-

міється техніка із приводом від ДВЗ, тобто з постійно працюючим нерегульованим насосом), як у нас у країні, так і за рубежом, пояснюється наступними причинами: специфікою вимог до приводів робочих органів мобільної техніки; обмеженою номенклатурою гідромашин і на їх основі гідроагрегатів; незадовільними їхніми вихідними характеристиками та ін.

Аналіз гідродинамічних процесів, що протікають при роботі високомоментних гідромашин, показує, що об'ємні, гідравлічні та гідромеханічні втрати в основних вузлах, що виявляють суттєвий вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різними по своїй фізичній природі параметрами. Доцільно, кожний вид втрат у вузлах гідромашин планетарного типу (кінематичні, габаритні і динамічні характеристики) розглядати, як окремий критерій якості, що дозволить при розробці і дослідженні отримати більш повне уявлення про його можливості.

Таким чином, ефективність використання мобільної техніки визначається гідрофікацією її активних робочих органів, що у свою чергу залежить від раціонального вибору режимів роботи гідравлічної системи та конструктивного виконання гідроагрегатів. Тому великої уваги заслуговують питання дослідження динамічних процесів, що виникають у гідравлічних агрегатах і їх елементах.

Аналіз останніх досліджень. Сучасні тенденції розвитку гідрофікації мобільної техніки вимагають розробки принципово нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин планетарного типу, а також нових підходів у рішенні проблеми поліпшення їх вихідних характеристик. Застосування планетарних гідромашин у приводах активних робочих органів мобільної техніки, висуває високі вимоги до вихідних характеристик, реалізація яких може бути забезпечена при їх проектуванні.

Аналіз гідравлічних схем гідроагрегатів різних типів мобільної техніки показав [1-6], що як правило, такі гідроагрегати представлені трьома основними гідравлічними елементами: насос, високомоментний низькообертовий гідромотор і запобіжний клапан. При цьому, в якості високомоментного гідромотора використовуються різні типи гідромашин, у тому числі гідравлічні обертачі планетарного типу. Використання гідравлічних обертачів планетарного типу в приводах активних робочих органів мобільної техніки обмежено невисокими вихідними параметрами існуючих гідравлічних обертачів серії РПГ [7,8]. Основним недоліком розглянутого серійного гідрообертача планетарного типу РПГ-6300, є низькі значення його вихідних характеристик (особливо ККД).

Аналіз виконаних досліджень показує, що математичні моделі, застосовувані в попередніх дослідженнях [9-11], недостатньо корект-

но відображали робочі процеси гідравлічних обертачів планетарного типу, не повною мірою описували роботу і взаємозв'язок всіх елементів витискувальної і розподільної систем гідрообертачів, прийнятий ряд припущень хоч і спрощував зроблені розрахунки, але й сильно спотворював точність показників, отриманих при використанні відомих математичних моделей стосовно до гідравлічних обертачів планетарного типу. Виконані дослідження проводилися без урахування ряду важливих факторів, що визначають роботу системи безпосереднього розподілу робочої рідини, що не дозволяє розробити математичну модель, відповідну реаліям планетарних гідравлічних обертачів, і як наслідок, ефективно використовувати сучасні математичні методи проектування і розрахунку.

До числа таких факторів можна віднести: заповнення робочих камер гідравлічного обертача планетарного типу, утворених елементами його витискувальної системи робочою рідиною, при формуванні обертового гідравлічного поля; математичний опис втрат при течії робочої рідини в проточних частинах розподільної системи планетарного гідрообертача, при визначенні його геометричних параметрів і вихідних характеристик; підвищення точності розрахунку гідравлічних, механічних і об'ємних втрат у планетарному гідрообертачі; визначення геометричних параметрів елементів розподільної системи безпосереднього типу для планетарних гідравлічних обертачів; визначення геометричних параметрів елементів витискувальної системи, що визначають формування обертового гідравлічного поля для гідравлічних обертачів планетарного типу.

У цьому зв'язку, для проведення параметричних досліджень гідравлічного обертача планетарного типу, які дозволять встановити вплив геометричних параметрів витискувальної і розподільної систем на зміну його вихідних характеристик необхідно обґрунтувати початкові умови моделювання роботи витискувальної і розподільної систем гідрообертача планетарного типу, а для досліджень динаміки зміни вихідних характеристик гідравлічного обертача планетарного типу з урахуванням його конструктивних особливостей, що працює в складі гідроагрегату, які дозволять встановити вплив конструктивних особливостей елементів гідроагрегату на зміну вихідних характеристик гідрообертача і гідроагрегату в цілому, необхідно обґрунтувати початкові умови моделювання роботи гідрообертача у складі гідроагрегату, що включає насосну станцію мобільної машини з розімкнутою циркуляцією потоку, з приводним двигуном дизельного типу, нерегульованим шестеренним насосом і запобіжним клапаном непрямої дії і, діюче на «вал» гідрообертача, пружно-інерційне навантаження, з урахуванням взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату та їх взаємодії з робочою рідиною.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Обґрунтування початкових умов моделювання роботи гідравлічного обертача планетарного типу, працюючого у складі гідроагрегату, для дослідження динаміки зміни його вихідних характеристик, що дозволить встановити вплив конструктивних особливостей елементів гідроагрегату на вихідні характеристики гідрообертача і гідроагрегата в цілому.

Основна частина. Підвищення ефективності експлуатації мобільної техніки в даний час визначається ступенем гідрофікації її активних робочих органів, а також раціональним вибором режимів роботи елементів гідравлічної системи і номенклатурою гідроагрегатів. Тому великої уваги заслуговують питання дослідження робочих процесів, що виникають в гідравлічних агрегатах і їх елементах – гідрообертачах планетарного типу.

Аналіз гідравлічних схем гідроагрегатів різних типів мобільної техніки показав [1-6], що як правило, такі гідроагрегати представлені трьома основними гідравлічними елементами: насос, високомоментний низькообертовий гідромотор і запобіжний клапан. При цьому, в якості високомоментного гідромотора використовуються різні типи гідромашин, у тому числі гідравлічні обертачі планетарного типу. Основним недоліком гідрообертача планетарного типу [1-8,12-18], є нерівномірність вихідних характеристик, обумовлена недосконалістю конструкції форми елементів витискувальної системи, а також наявністю великих гідравлічних втрат в розподільній системі, обумовлених геометрією проточних частин.

На сьогоднішній день практично відсутні дослідження взаємозв'язку геометричних параметрів витискувальної і розподільної систем та вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу, а також дослідження динаміки зміни функціональних параметрів гідрообертача планетарного типу (з урахуванням його конструктивних особливостей), що працює в складі гідроагрегату приводу активних робочих органів мобільної техніки, що не дозволяє поліпшити його вихідні характеристики. Тому дуже гостро постає питання дослідження динаміки зміни вихідних характеристик гідрообертачів планетарного типу з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем, а також обґрунтуванням взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату та їх взаємодії з робочою рідиною.

У даній роботі представлені питання, присвячені обґрунтуванню початкових умов моделювання роботи серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу, що працюють у складі гідроагрегату приводу активних робочих органів мобільної техніки, з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем, що дозволило на базі розробленої математичної моделі робочих процесів гідравлічного обертача планетарного типу у складі

гідроагрегату, реалізованої за допомогою пакету імітаційного моделювання *Vissim*, моделювати перехідні процеси, що відбуваються в серійному і модернізованому гідрообертачах планетарного типу (з урахуванням їх конструктивних особливостей), що працюють у складі гідроагрегату, який включає в себе насосну станцію з приводним двигуном і пружно-інерційне навантаження, що діє на «вал» гідрообертача.

Для більш раціонального використання гідрообертачів для приводу активних робочих органів мобільної техніки, необхідно провести дослідження динаміки зміни вихідних характеристик гідрообертачів планетарного типу у складі гідроагрегату, що включає приводний двигун, нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії, гідравлічний обертач планетарного типу з урахуванням конструктивних особливостей його витискувальної і розподільної систем і пружно-інерційне навантаження.

З метою дослідження характеру зміни вихідних характеристик планетарних гідрообертачів у складі гідроагрегату, розроблені математичні моделі [19-23], які описують роботу серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу з урахуванням їх конструктивних особливостей, працюючих у складі гідроагрегату, що передбачає порівняльне проведення досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем планетарних гідрообертачів на зміну їх вихідних характеристик і гідроагрегату в цілому.

Тому, для серійного і модернізованого гідрообертачів необхідно дослідити:

- вплив конструктивних особливостей гідрообертачів в гідравлічній системі насос-клапан-гідрообертач, яка включає нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії і гідрообертач планетарного типу (серійний або модернізований) на їх вихідні характеристики;

- зміну вихідних характеристик гідрообертача, який працює в складі гідроагрегату, що включає в себе насосну станцію з розіркненою циркуляцією потоку з приводним двигуном;

- зміну вихідних характеристик гідравлічного обертача планетарного типу з урахуванням його конструктивних особливостей і, діючого на «вал» гідрообертача, пружно-інерційного навантаження.

Для моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гідравлічному обертачі планетарного типу, розроблена математична модель робочих процесів гідрообертача [19], яка реалізована за допомогою пакета імітаційного моделювання *Vissim*, що дозволить досліджувати динаміку зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу, що працюють у складі гідроагрегату.

Для моделювання роботи гідравлічного обертача планетарного типу у складі гідроагрегату прийняті наступні вихідні дані і початкові умови, задані блоком 1 (рис. 1) [24-26]:

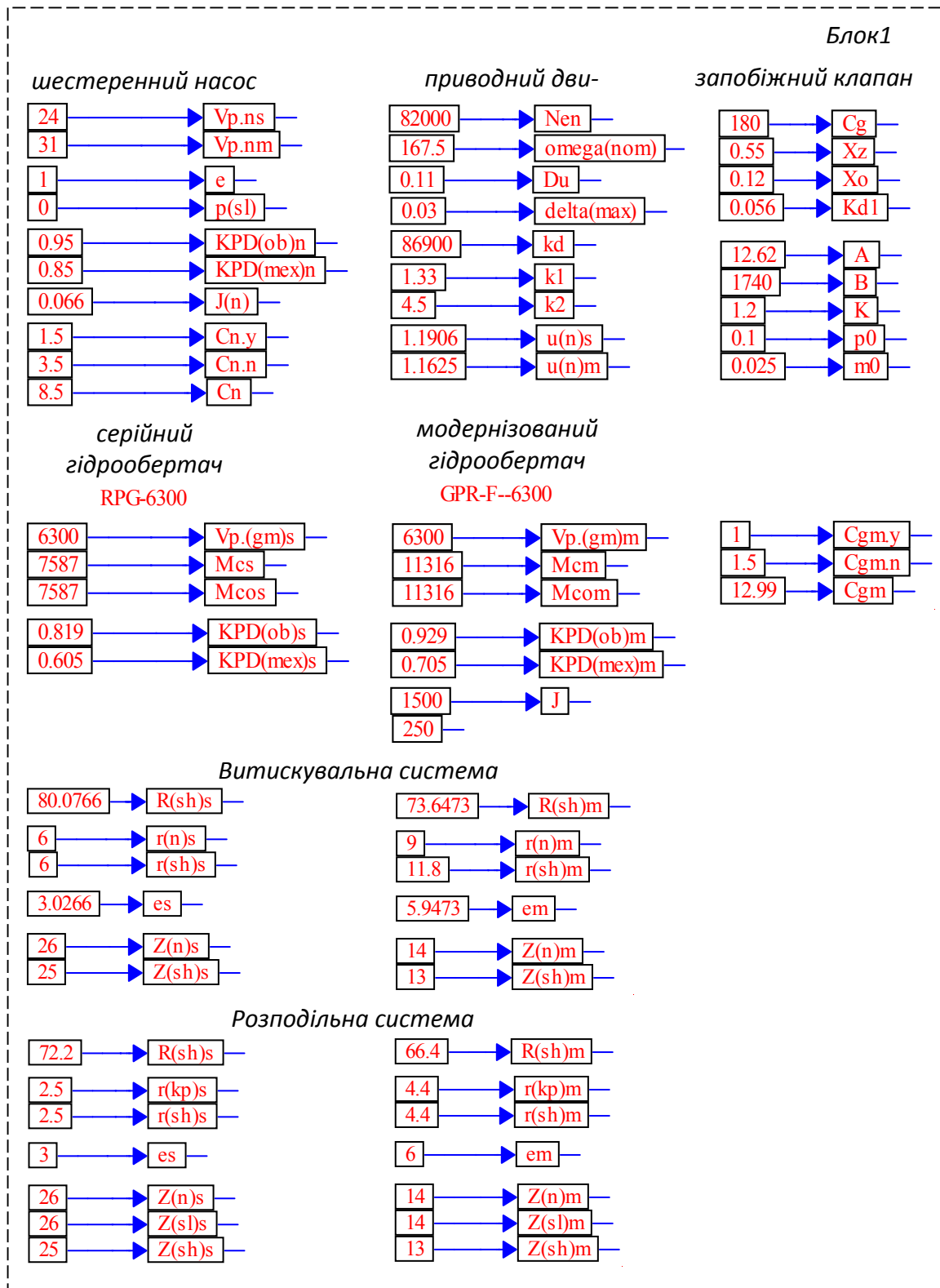


Рис. 1. Блок вихідних даних для моделювання роботи серійного і модернізованого гідрообертачів у складі гідроагрегату

– приводний дизельний двигун з регулятором: кутова швидкість вала двигуна дорівнює $\omega_n = 167,5 c^{-1}$; потужність двигуна дорівнює $N_{en} = 82 кВт$; діаметр циліндра приводного двигуна дорівнює $D_u = 0,11 м$; маса сталевого маховика дорівнює $\delta_u = 0,03 кг$; параметр настройки відцентрового регулятора $k_d = 86900$; передаточне число узгоджувального редуктора між приводним двигуном і насосом $u_{об} = 1,19$ – для гідроагрегата з серійним і $u_{об} = 1,16$ – для гідроагрегата з модернізованим гідрообертачами;

– насос шестеренний нерегульований, з можливістю змінювати подачу при «поза межньому» зростанні навантаження: робочий об'єм насоса постійний і дорівнює $V_{н0} = 24 см^3$ – для гідроагрегата з серійним і $V_{н0} = 31 см^3$ – для гідроагрегата з модернізованим гідрообертачем; кутова швидкість вала насоса підтримується регулятором ДВЗС і дорівнює $\omega_n = 225 c^{-1}$; для регульованого насоса параметр регулювання дорівнює $e = 1$; тиск в зливній магістралі дорівнює $p_{сл} = 0$; момент інерції обертових мас насоса дорівнює $J = 0,066 кг м^2$; об'ємний ККД дорівнює $\eta_{об} = 0,95$, а гідромеханічний ККД - $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гідрообертач планетарного типу: робочий об'єм гідрообертача постійний і дорівнює $V_{зв} = 6300 см^3$; момент опору постійний і дорівнює $M_c = 7587 Н·м$ – для серійного і $M_c = 11316 Н·м$ – для модернізованого гідрообертачів; середньостатистичний момент інерції обертових мас навантаження гідрообертача для даних моментів опорів дорівнює $J = 250 кг м^2$; максимальний момент інерції обертових мас навантаження гідрообертача для даних моментів опорів дорівнює $J = 1500 кг м^2$; об'ємний ККД дорівнює $\eta_{об} = 0,819$ – для серійного і $\eta_{об} = 0,929$ – для модернізованого гідрообертачів; гідромеханічний ККД - $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серійного і $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модернізованого гідрообертачів; кількість вікон нагнітання кришки $Z_{н(с)} = 26$ серійного і $Z_{н(м)} = 14$ модернізованого гідрообертачів; кількість вікон зливу кришки $Z_{н(с)} = 26$ серійного і $Z_{н(м)} = 14$ модернізованого гідрообертачів; кількість розподільних вікон шестерні $Z_{ш(с)} = 25$ серійного і $Z_{ш(м)} = 13$ модернізованого гідрообертачів; радіус окружності розташування розподільних вікон шестерні $R_{ш(с)}^0 = 72,2 мм$ серійного і $R_{ш(м)}^0 = 66,4 мм$ модернізованого гідрообертачів; радіус розподільних

вікон шестерні $r_{ш(с)} = 2,5 \text{ мм}$ серійного і $r_{ш(м)} = 4,4 \text{ мм}$ модернізованого гідрообертачів; радіус вікон нагнітання і зливу кришки $r_{кр(с)} = 2,5 \text{ мм}$ серійного і $r_{кр(м)} = 4,4 \text{ мм}$ модернізованого гідрообертачів; ексцентриситет $e_c = 3 \text{ мм}$ серійного і $e_m = 6 \text{ мм}$ модернізованого гідрообертачів;

- клапан непрямої дії: жорсткість пружини дорівнює $C = 200 \text{ Н/см}$; величина попереднього стискання пружини $x_0 = 0,12 \text{ см}$; позитивне перекриття щілини дорівнює $x_z = 0,55 \text{ см}$;

- робоча рідина: параметри робочої рідини, що залежать від типу масла і робочої температури гідравлічної системи дорівнюють $A = 12,62$, $B = 1740$; показник політропи $K = 1,2$; початковий (атмосферний) тиск дорівнює $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; вміст розчиненого повітря в робочій рідині у відносних одиницях $m_0 = 0,025$.

Математична модель роботи гідроагрегату з гідрообертачем планетарного типу включає в себе математичну модель роботи насосної станції з розімкнутою циркуляцією потоку з приводним двигуном [22], математичну модель роботи запобіжного клапана непрямої дії [23], математичну модель роботи гідрообертача планетарного типу, з урахуванням конструктивних особливостей його витискувальної [20] і розподільної [13,21] систем, з пружно-інерційним навантаженням.

Представлена блоком 2 (рис. 2) модель роботи насосної станції з розімкнутою циркуляцією потоку з приводним двигуном дозволяє моделювати роботу приводного двигуна. Якщо моделювання проводиться без приводного двигуна, то блок 2 відключається.

Блок 3 (рис. 3) дозволяє моделювати роботу запобіжного клапана непрямої дії.

Блок 4 (рис. 4) дозволяє визначити кутове розташування зубів шестерні і напрямної серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу [20,21,24].

Блок 5 (рис. 5) дозволяє визначити радіуси розташування центрів зубів напрямної серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу [20,21,24].

Блок 6 (рис. 6) дозволяє визначити радіуси розташування центрів вікон нагнітання і зливу кришки серійного і модернізованого гідрообертачів [20,21,24].

Блок 7 (рис. 7) дозволяє визначити зазори між зубами шестерні і напрямної серійного і модернізованого гідрообертачів [20,21,24].

Блок 8 (рис. 8) дозволяє визначити кутове розташування розподільних вікон шестерні, а також вікон нагнітання і зливу кришки серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу [20,21,24].

Блок 9 (рис. 9) дозволяє визначити площу прохідного перетину безпосередньої розподільної системи серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу відповідно до виражень [20,21,24].

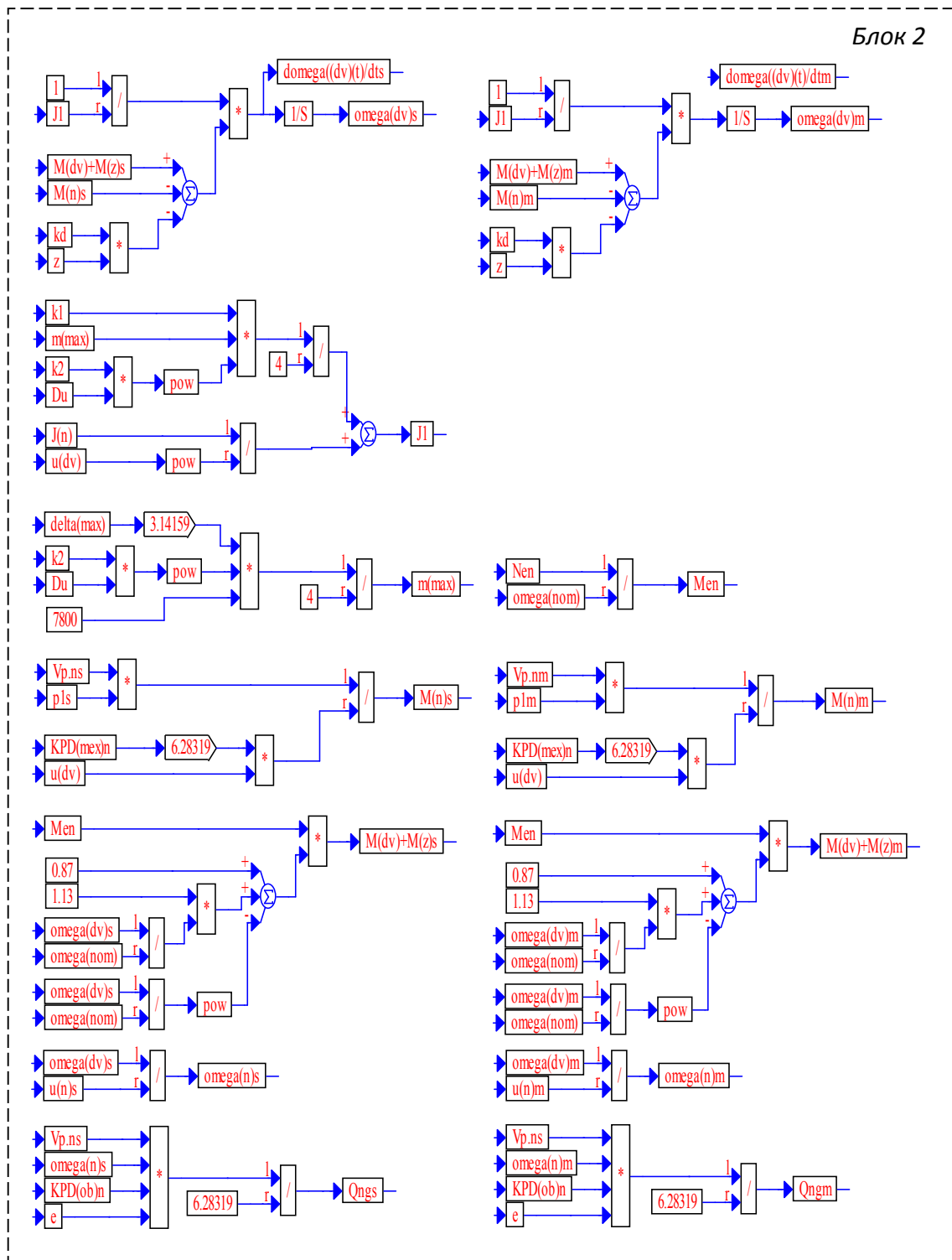


Рис. 2. Блок моделювання роботи насосної станції з розіркнutoю циркуляцією потоку з приводним двигуном

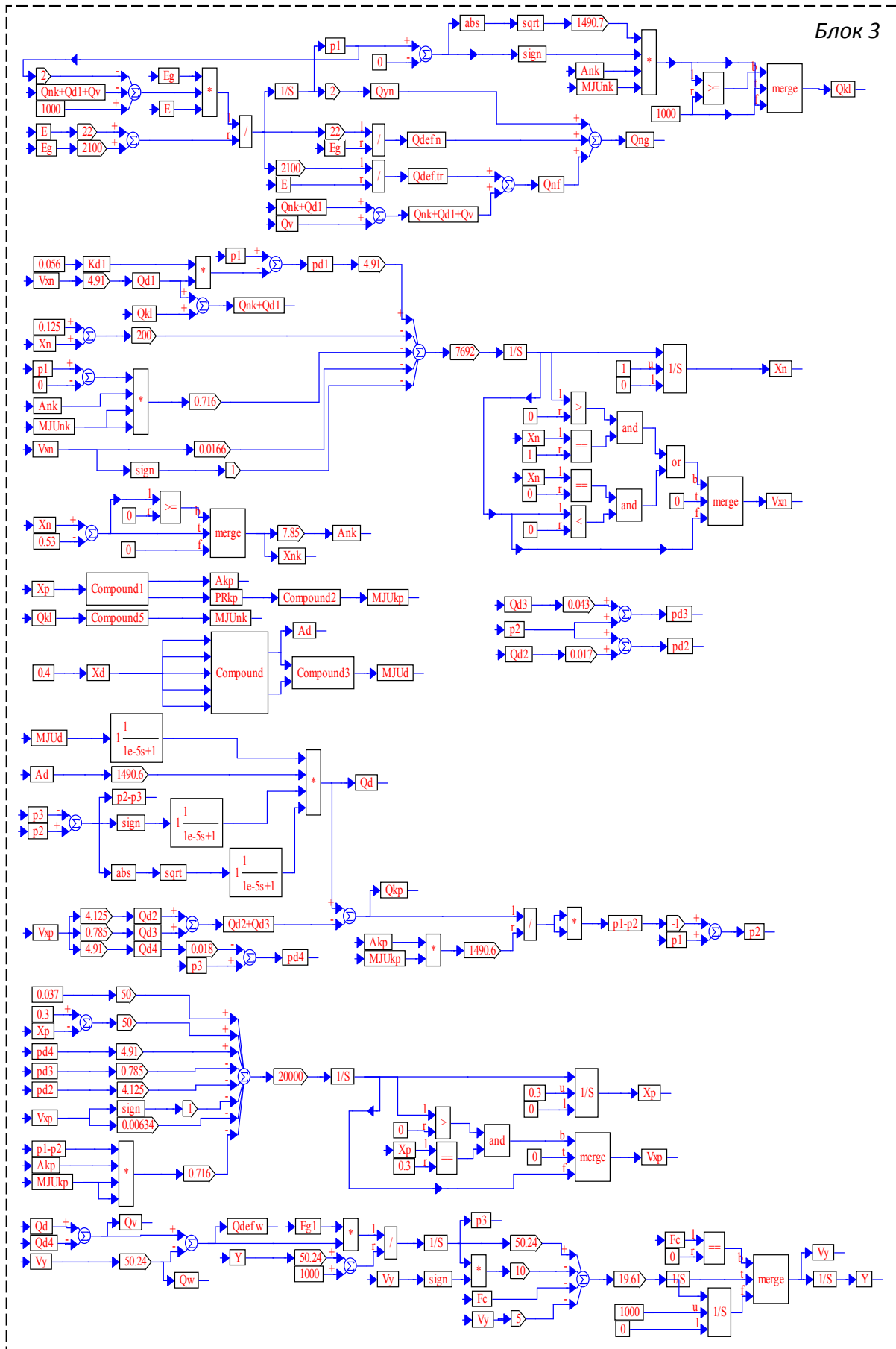


Рис. 3. Блок моделювання роботи запобіжного клапана непрямої дії



Рис. 4. Блок визначення кутів розташування центрів зубів шестерні і напрямної серійного і модернізованого гідрообертачів

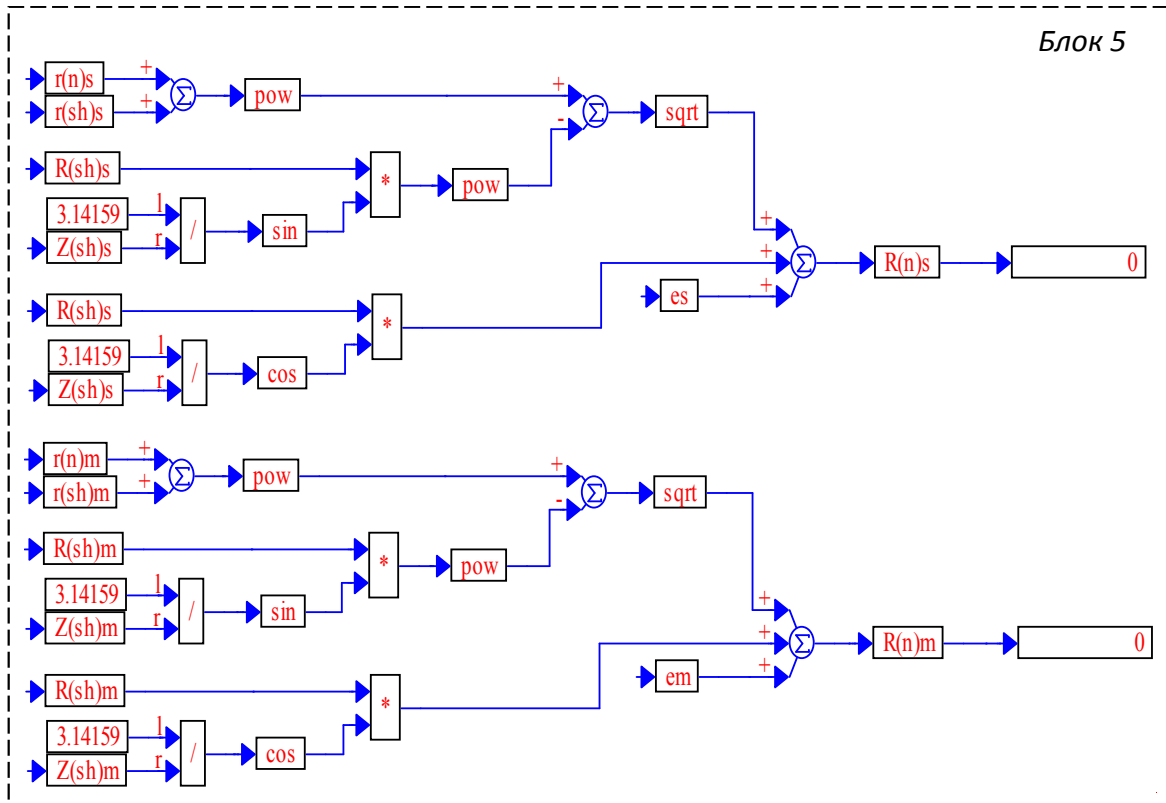


Рис. 5. Блок визначення радіусів розташування центрів зубів
напрямної серійного і модернізованого гідрообертачів

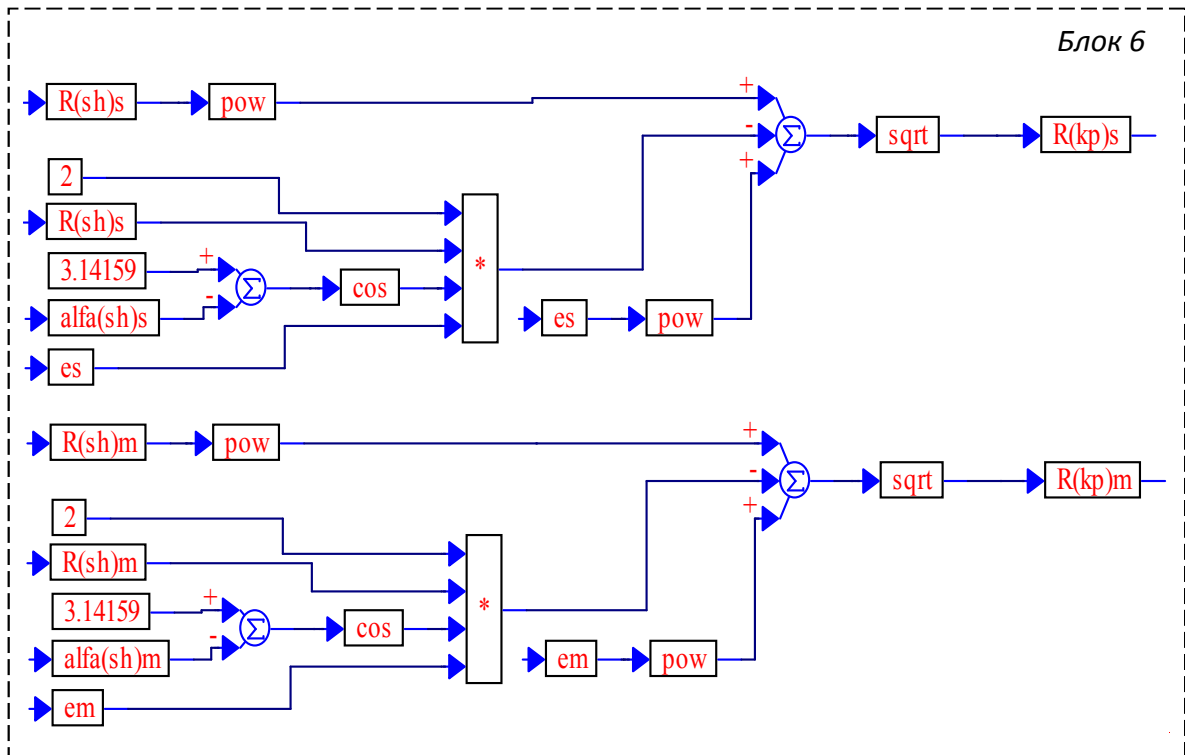


Рис. 6. Блок визначення радіусів розташування центрів вікон
нагнітання і зливу кришки серійного і модернізованого гідрообертачів

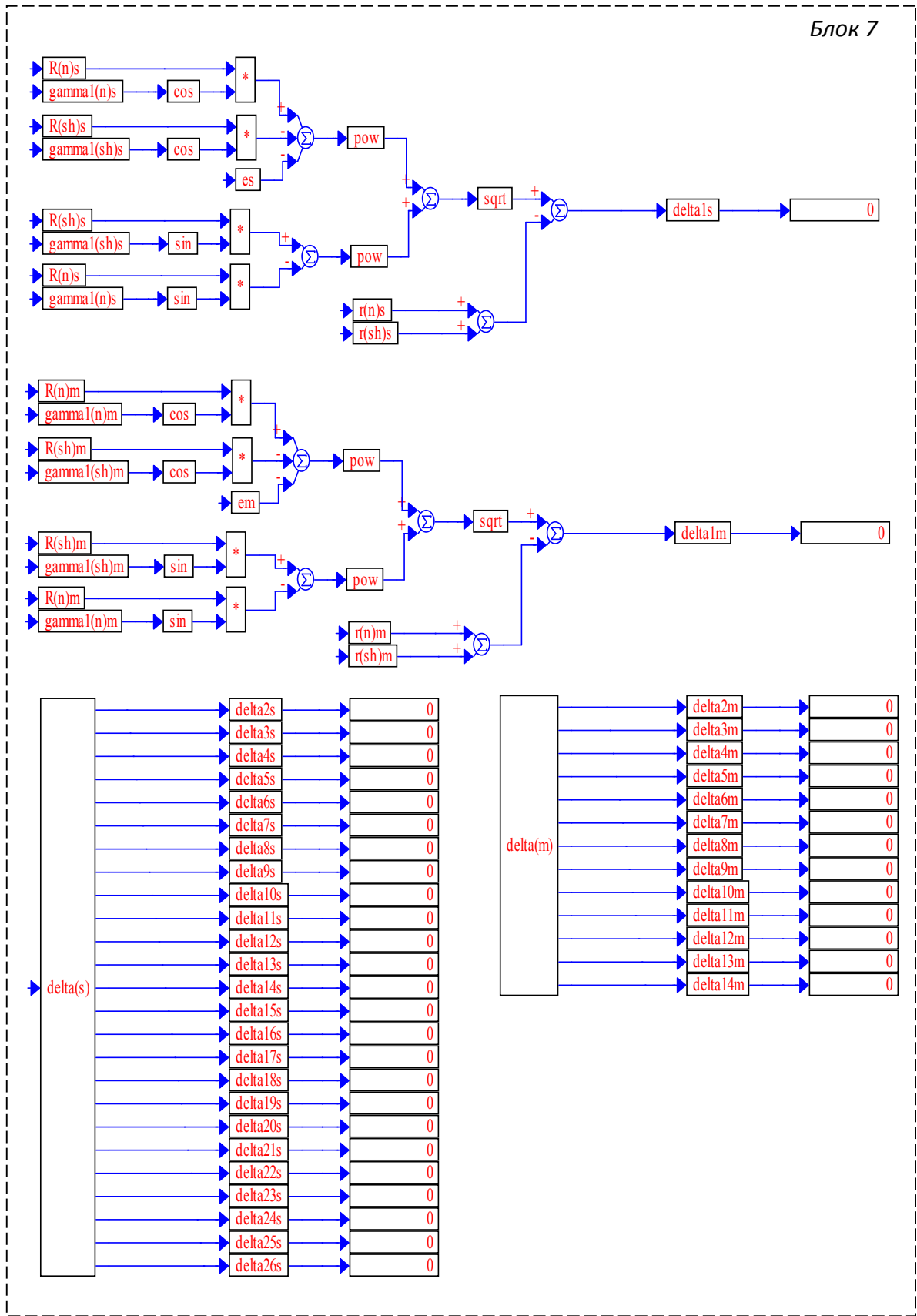


Рис. 7. Блок визначення зазорів між зубами шестерні і напрямної серійного і модернізованого гідрообертачів

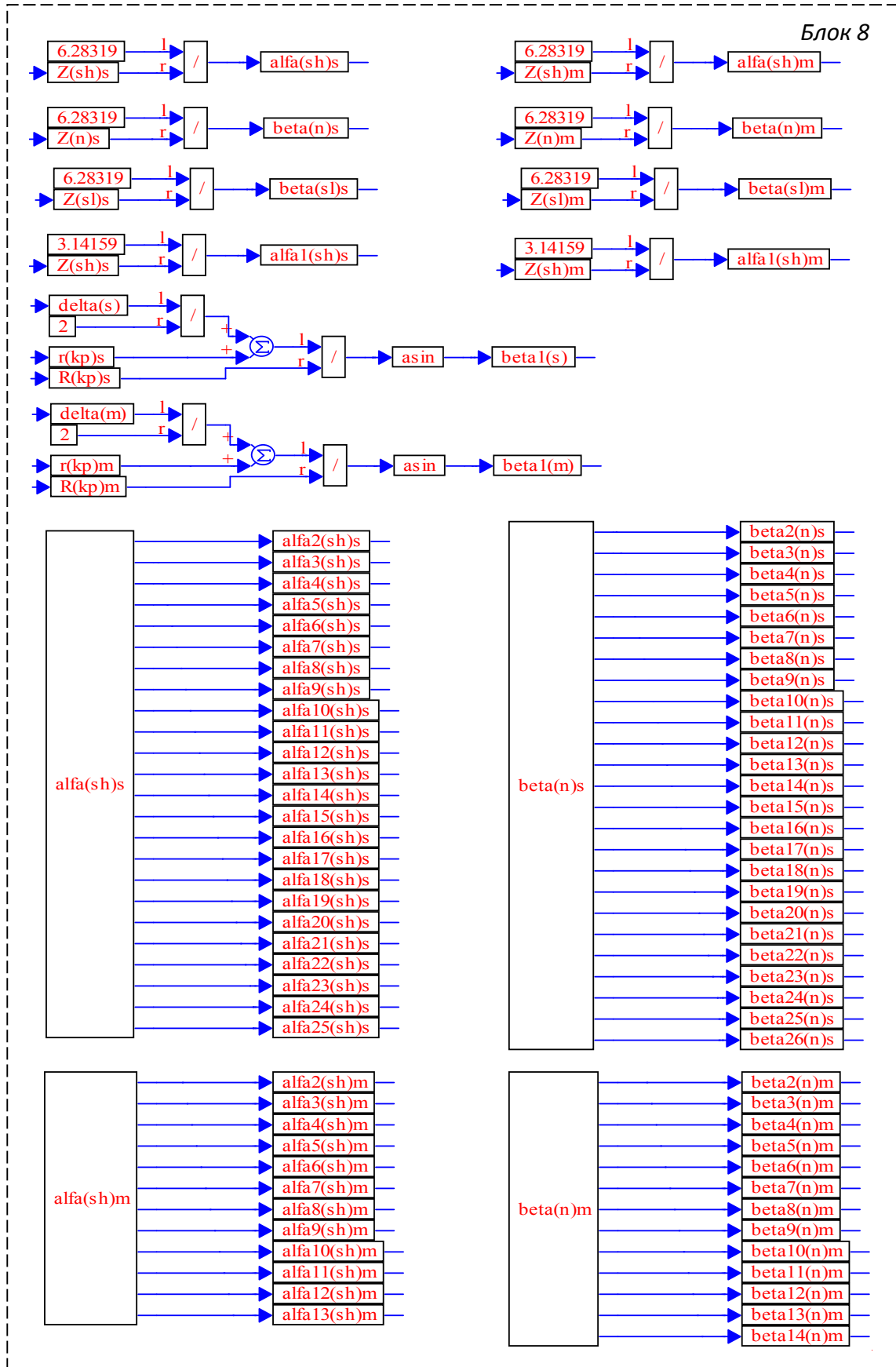


Рис. 8. Блок визначення кутів розташування розподільних вікон шестерні і кришки серійного і модернізованого гідрообертачів

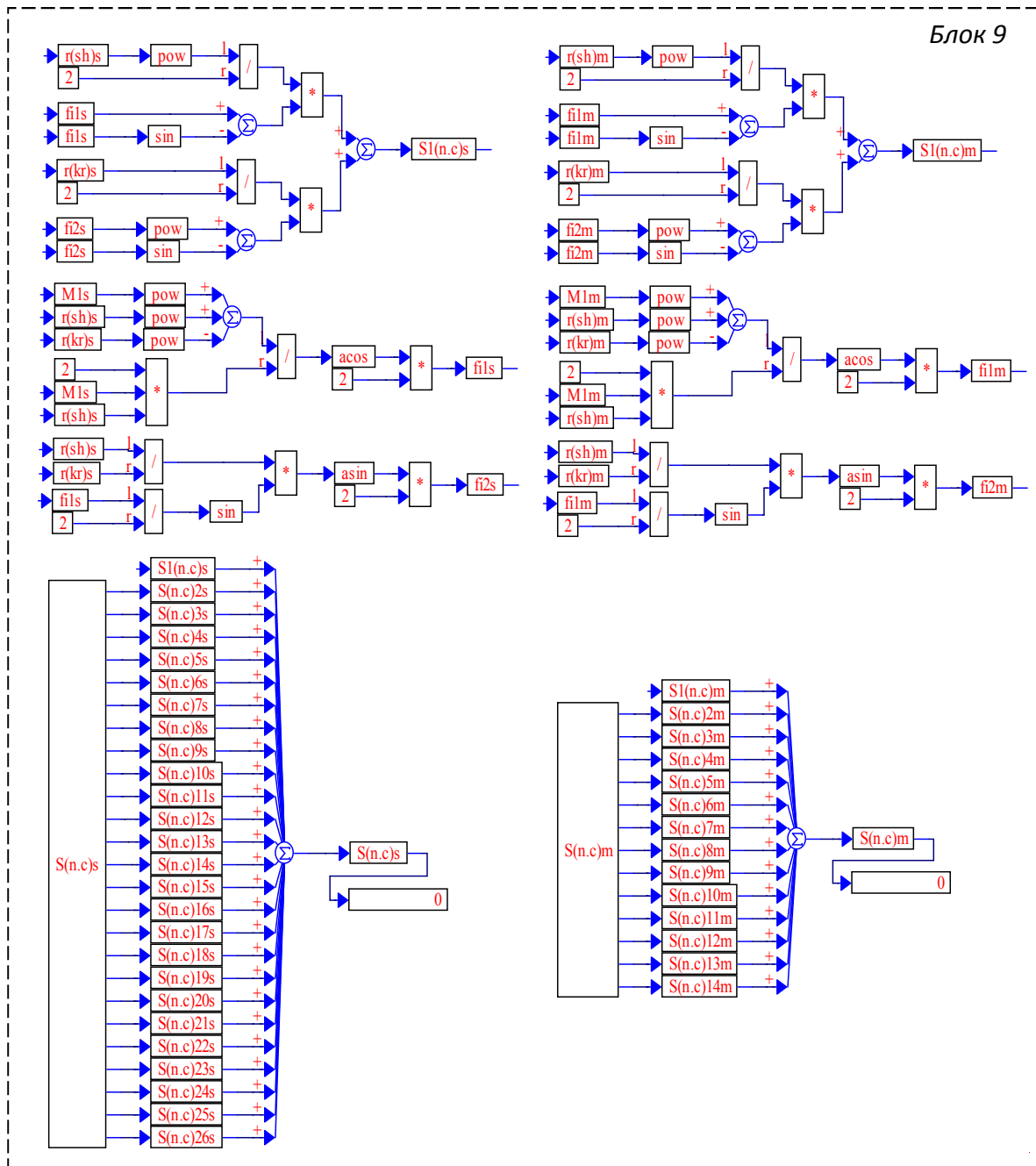


Рис. 9. Блок визначення площі прохідного перетину розподільної системи серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу

Блок 10 (рис. 10) дозволяє визначити міжцентрову відстань між розподільними вікнами шестерні і вікнами нагнітання кришки в залежності від чверті їх розташування для серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу [20,21,24].

Представлена блоком 11 (рис. 11) модель роботи гідрообертача планетарного типу дозволяє визначити зміни: крутного моменту «валу» гідрообертача, кутової швидкості, витрати робочої рідини, корисної та затраченої потужностей, гідромеханічного, об'ємного і зага-

льного ККД серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу з урахуванням конструктивних особливостей його витиску вальної і розподільної систем [25,26].

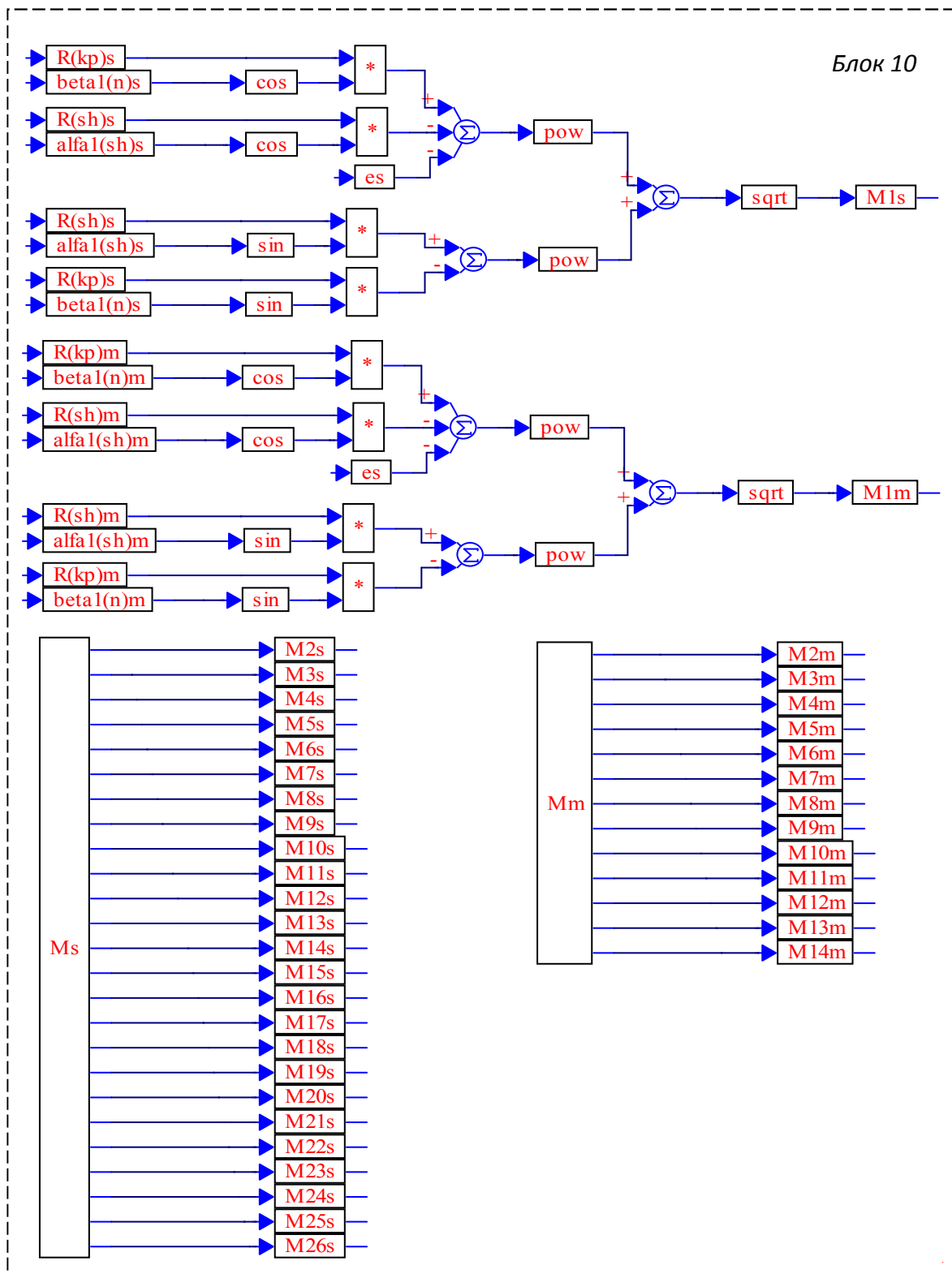


Рис. 10. Блок визначення міжцентрової відстані між розподільними вікнами шестерні і кришки серійного і модернізованого гідрообертачів

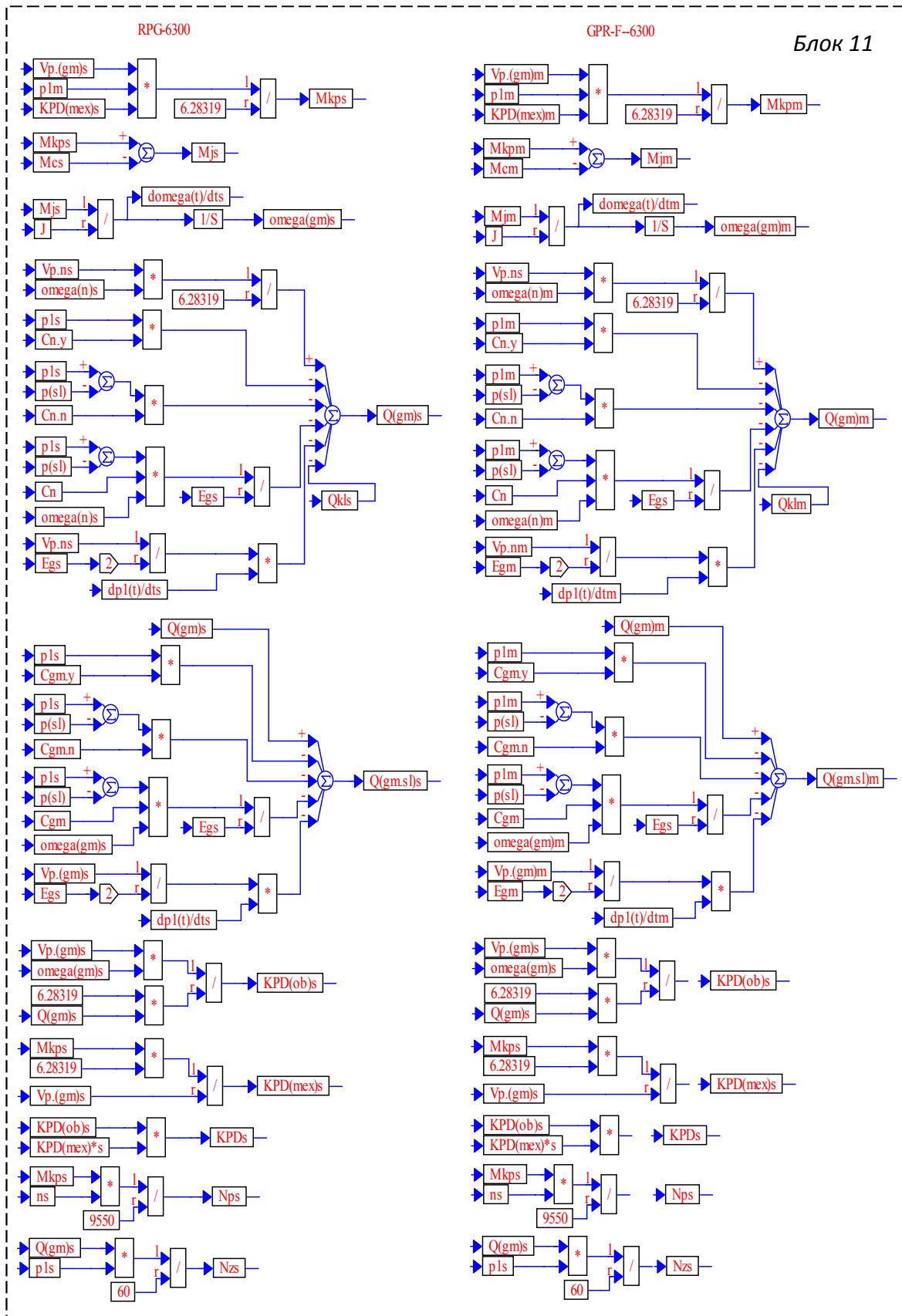


Рис. 11. Блок моделювання роботи серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу з урахуванням конструктивних особливостей його витискувальної і розподільної систем

Блок 12 (рис. 12) дозволяє моделювати пружно-інерційне навантаження [25,26]. Якщо моделювання роботи гідроагрегату з гідрообертачем планетарного типу проводиться без урахування пружно-інерційного навантаження, то блок 12 відключається. Затримка пружно-інерційного навантаження здійснюється блоком 13 (рис. 13).

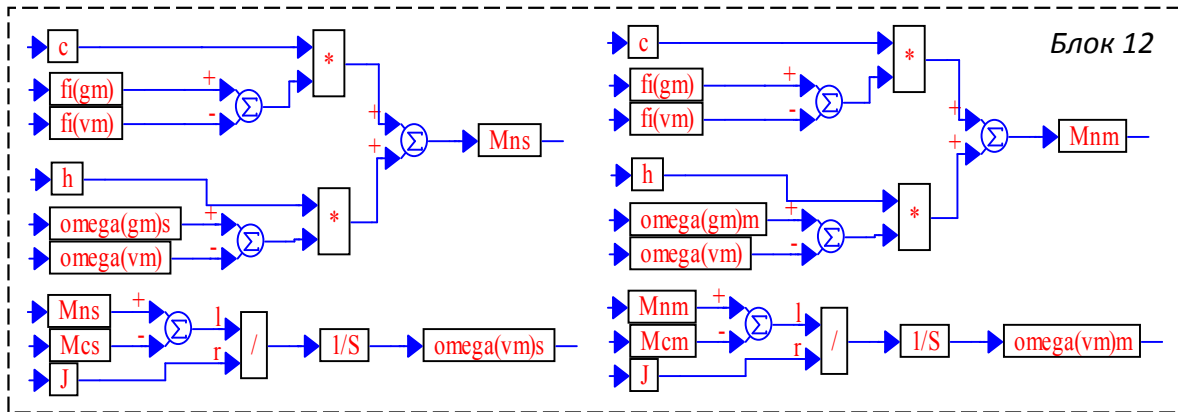


Рис. 12. Блок моделювання пружно-інерційного навантаження

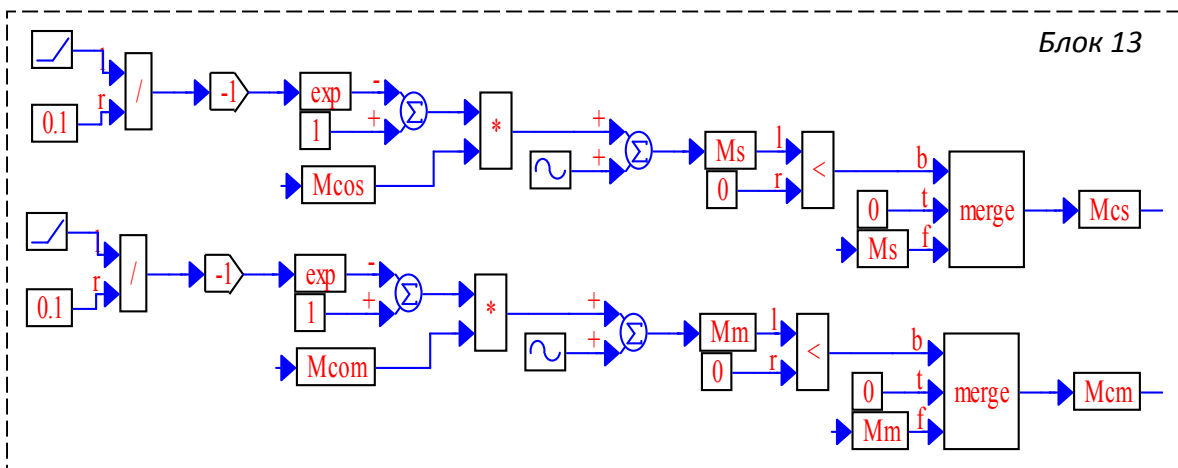


Рис. 13. Блок затримки пружно-інерційного навантаження

Математичний опис трифазної робочої рідини з урахуванням нелінійності представлено блоком 14 (рис. 14).

Зміну тиску в гідроагрегаті з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем серійного гідрообертача описано блоком 15 (рис. 15), а модернізованого – блоком 16 (рис. 16). Блок 17 (рис. 17) дозволяє вивести на екран графічні залежності тиску в гідроагрегаті, моментів опору, крутного і інерційного моментів, частоти обертання «валу» гідрообертача, подачі насоса, витрат через запобіжний клапан і гідрообертач, корисної та затрачуваної потужностей, а так само об'ємного, гідромеханічного і загального ККД з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем при різних умовах експлуатації серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу в будь-який момент часу.

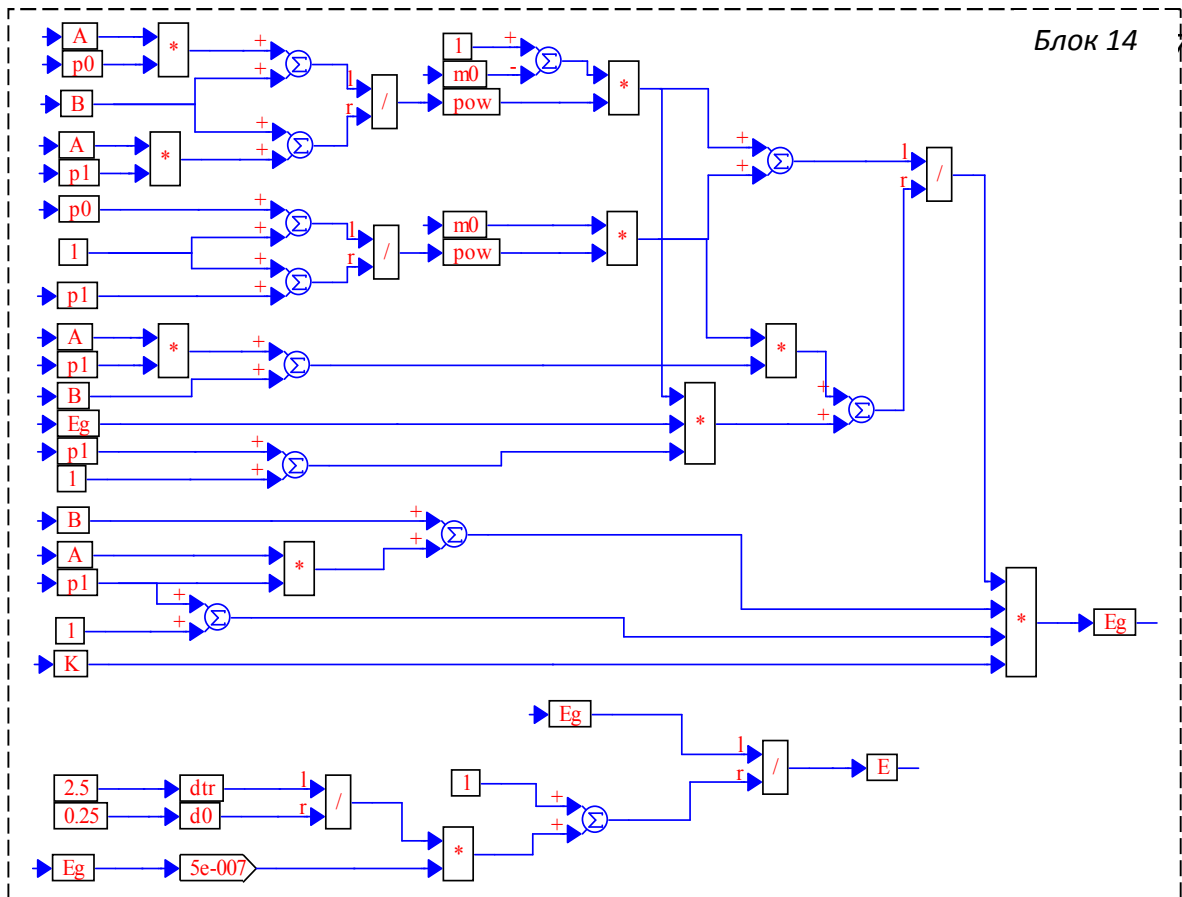


Рис. 14. Блок моделювання двофазної робочої рідини

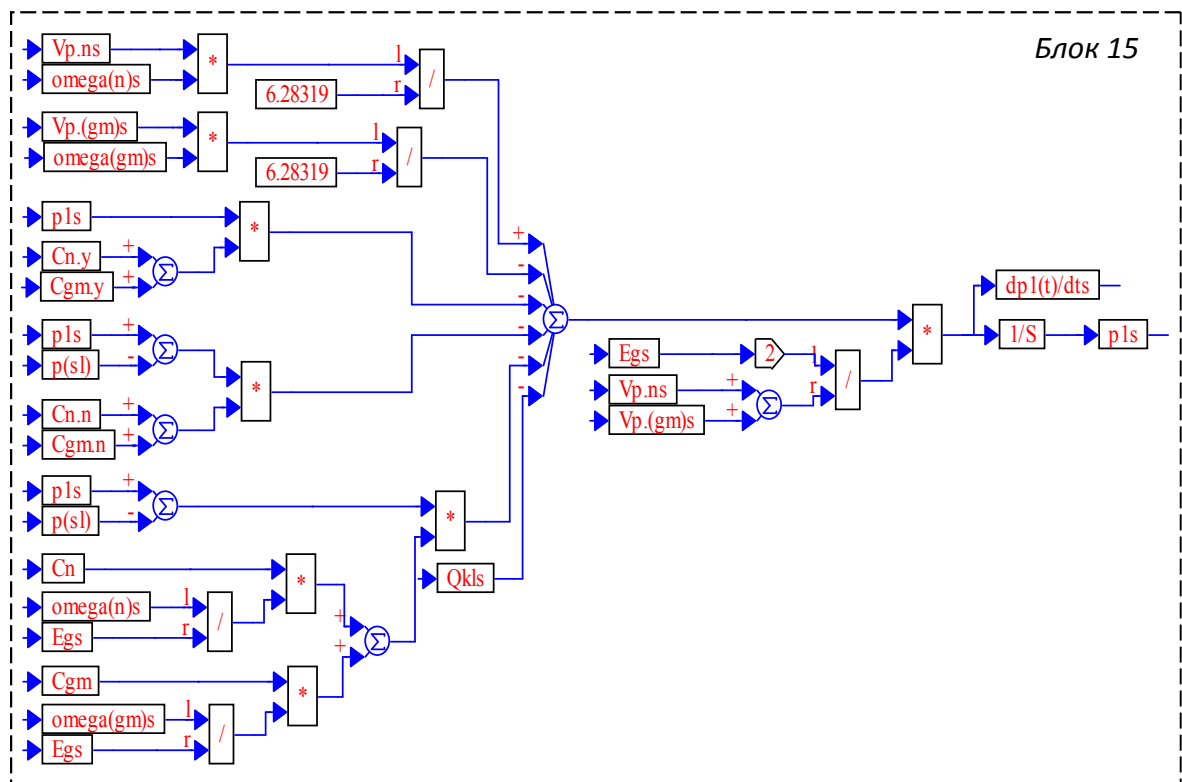


Рис. 15. Блок визначення тиску робочої рідини в гідроагрегаті з урахуванням конструктивних особливостей серійного гідрообертача

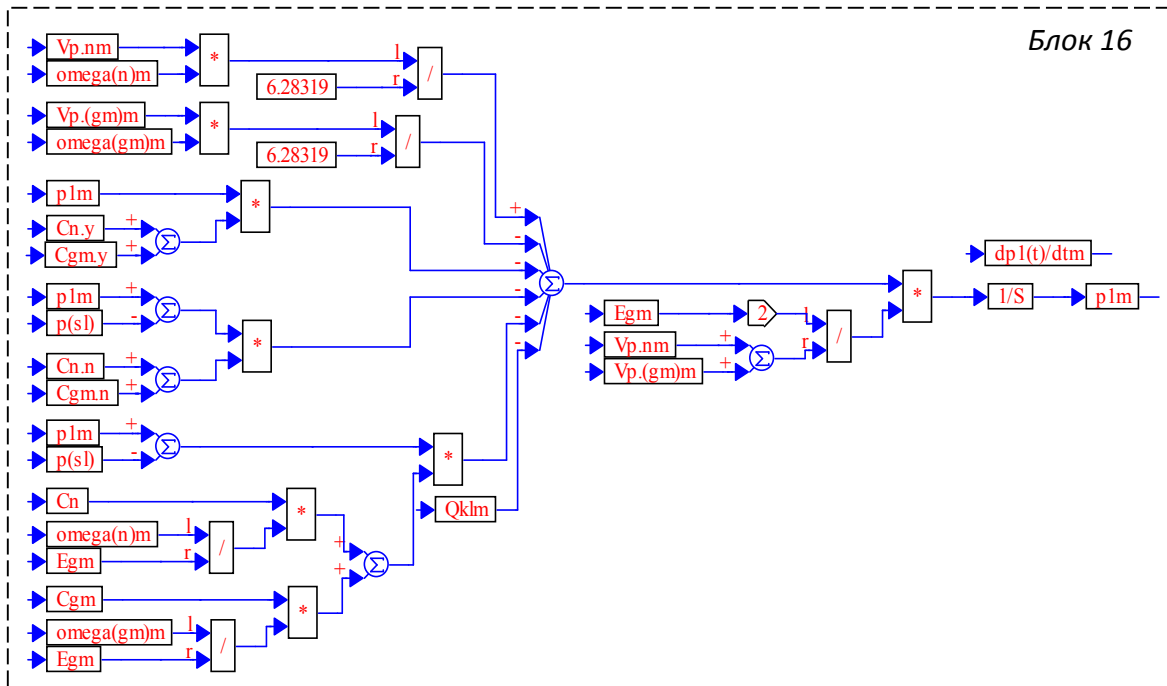


Рис. 16. Блок визначення тиску робочої рідини в гідроагрегаті з урахуванням конструктивних особливостей модернізованого гідрообертача

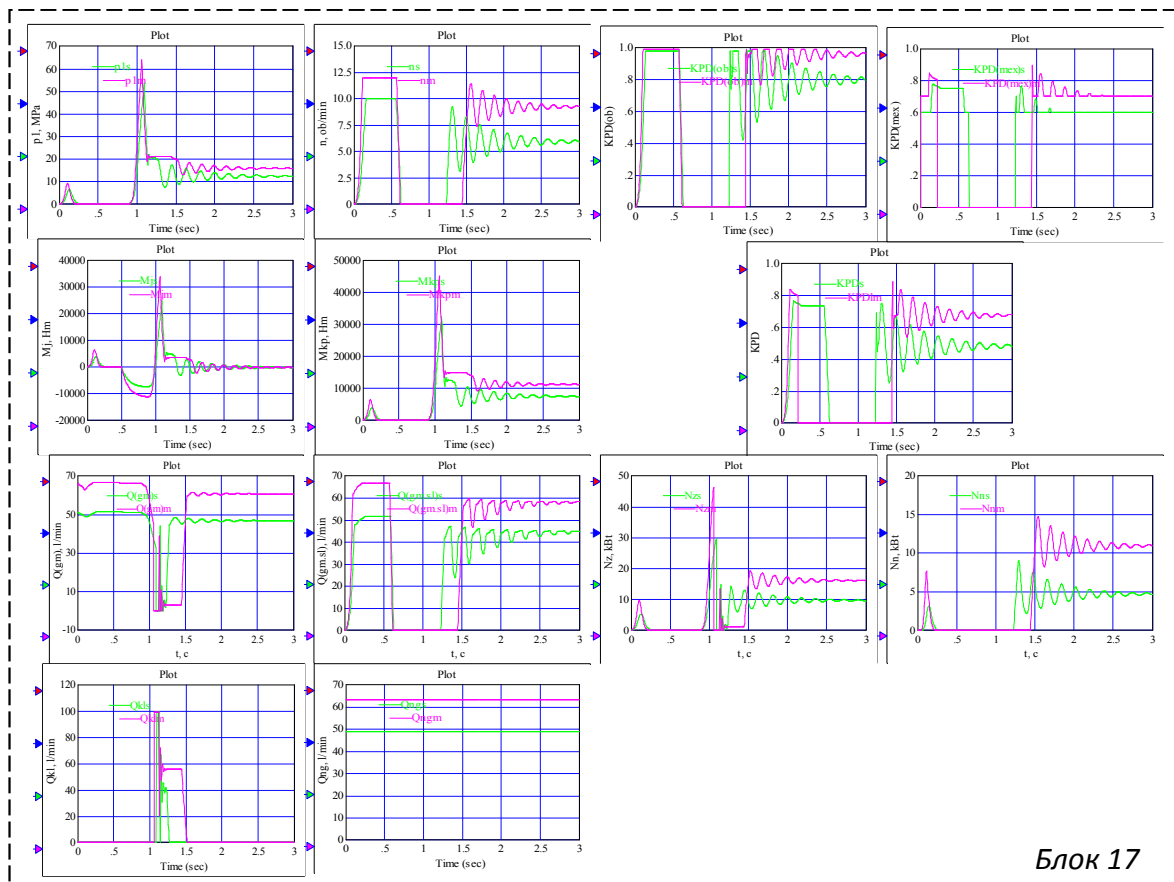


Рис. 17. Блок виведення графічних залежностей вихідних характеристик гідроагрегату з урахуванням конструктивних особливостей серійного і модернізованого гідрообертачів

Моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гідроагрегаті з гідрообертачем планетарного типу, виконувалося як для серійного, так і для модернізованого гідрообертачів з робочим об'ємом $V_{zg} = 6300 \text{ см}^3$. З метою визначення впливу конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем серійного і модернізованого гідрообертачів на зміну динамічних характеристик досліджуваних гідроагрегатів, моделювання здійснювалося одночасно для серійного і модернізованого гідрообертачів.

Висновки. У результаті проведених досліджень обґрунтовано початкові умови і вихідні дані для моделювання роботи

- витискувальної і розподільної систем серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу, що дозволяє на базі розробленої математичної моделі їх роботи, реалізованої за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim, моделювати зміну зазору між зубами елементів витискувальної системи і зміну геометричних параметрів розподільної системи в залежності від конструктивних особливостей їх елементів у будь-який момент часу;

- серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу, які працюють у складі гідроагрегату, що дозволяє на базі розробленої математичної моделі робочих процесів гідравлічного обертача планетарного типу у складі гідроагрегату, реалізованої за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim, моделювати перехідні процеси, що відбуваються в серійному і модернізованому гідрообертачах планетарного типу з урахуванням їх конструктивних особливостей, що працюють у складі гідроагрегату, який включає в себе насосну станцію мобільної машини з розімкнутою циркуляцією потоку, з приводним двигуном дизельного типу, нерегульованим шестеренним насосом і запобіжним клапаном непрямої дії, серійний і модернізований гідрообертачі планетарного типу і, діюче на «вал» гідрообертача, пружно-інерційне навантаження, з урахуванням взаємозв'язку всіх елементів гідроагрегату та їх взаємодії з робочою рідиною, з метою дослідження динаміки зміни їх вихідних характеристик в будь-який момент часу.

Література:

1. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 3-19.
2. *Панченко А.И.* Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 29. – С. 25-37.
3. *Панченко А.И.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / *А.И. Панченко* // Техніка АПК. – 2006. – №3. – С. 11-13.
4. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 3. – Т. 1. – С. 65-86.
5. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.
6. *Панченко А.И.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / *А.И. Панченко, А.А. Волошина.* – Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.
7. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
8. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н.Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
9. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // *А.И. Панченко*/Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – №4(10). – С. 102-112.
10. *Панченко А.И.* Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва*/ Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 165-169.
11. *Панченко А.И.* Математическая модель гидропривода вращательного действия // *А.И. Панченко, А.А. Волошина* / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.1. – Т.1. – С. 10-21.
12. *Панченко А.И.* Гидромашини с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники // *А.И. Панченко, А.А. Волошина* / Интердрайв – 2012: Официальный каталог IX форума и выставки (Москва, 27-30 марта 2012 года). – Москва, 2012. – С.179-194.
13. *Панченко А.И.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинках / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко*// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроаг-

регати. – Х.: НТУ «ХП», 2016. – № 20 (1192) – С. 46-52.

14. *Панченко А.И.* Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. – С. 45-55.

15. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

16. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідроліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 57–69.

17. *Панченко А.И.* Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 61-67.

18. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

19. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – з №1 (43). – С. 29-41.

20. *Панченко А.И.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП». – 2014. – № 1(1044). – С. 136-145.

21. *Панченко А.И.* Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – С. 82-101.

22. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – С. 45-61.

23. *Волошина А.А.* Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.4. – С. 230-239.

24. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа // *А.А. Волошина* /

Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.4. –С. 81-94.

25. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.А. Волошина* / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 76-87.

26. *Панченко А.И.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 6. – Т. 1. – С. 63-79.

ОБОСНОВАНИЕ НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Панченко А.И., Волошина А.А., Костюк А.Н., Вишневский В.М.

Аннотация– обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в серийном и модернизированном гидровращателях планетарного типа с большим рабочим объемом свыше 6000 см^3 , работающих в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном с помощью пакета имитационного моделирования *Vissim*. Моделирование переходных процессов, происходящих в гидровращателях планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, позволит исследовать динамику изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, с учетом их конструктивных особенностей, а также взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

SUBSTANTIATION OF THE INITIAL CONDITIONS SIMULATION OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR OPERATION AS A PART OF THE HYDRAULIC UNIT

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Kostyuk, V. Vishnevsky

Summary

The article presents some necessary starting conditions as well as limits and assumptions allowing to model the working processes which take place inside the serial and updated planetary hydraulic rotators with the large volumes over 6000 cm³. The rotators work as a part of the hydraulic unit which includes a pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve. The starting conditions have been substantiated and accepted for the modeling with the help of Vis-sim simulation modeling software. The modeling covered transient processes which take place inside the planetary hydraulic rotators working as a part of the hydraulic unit. This enabled to study the dynamics of changes in the output characteristics for the serial and updated hydraulic rotators. The design features of the hydraulic rotators as well as the relationship between all the studied hydraulic system elements have been taken into account while research. The modeling describes the operation of the planetary rotator as a part of hydraulic unit. It consists of a pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve.