Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни PHD

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки
об’ємних гідроприводів БДМ»

Конспект лекцій (лекції 5– 8) .

Затверджено радою
механічного факультету,
протокол № від 2023 р.

Харків - 2023

Навчальна дисципліна «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об’ємних гідроприводів БДМ» відноситься до третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти PHD.

Метою вивчення дисципліни PHD «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об’ємних гідроприводів БДМ» є розвинення дослідницького досвіду в області теорії і методології динаміки об’ємних гідроприводів (ОГП) будівельно-дорожніх машин (БДМ), зокрема їх робочих органів та механізмів пересування і рульового керування, продукування нових теоретичних знань щодо сучасних методів вивчення динамічних процесів, концепцій динамічного аналізу ОГП, практичні навички та вміння застосовувати основні методи та підходи динаміки машин для розкриття особливостей формування динамічного навантаження БДМ та пошуку джерел підвищення показників ефективності машин на підставі аналізу динамічних процесів, які виникають при експлуатації.

Предметом дисципліни є теоретичні основи моделювання, розрахунку і аналізу динамічних процесів в ОГП БДМ на сучасному етапі.

До складу методичних вказівок входять 4 лекції (лекції 5 – 8).

Укладач - Аврунін Григорій Аврамович , к.т.н., доцент

79 с.

для технологічного обладнання БДМ

План лекції:

1.Розгляд гідравлічних принципових схем приводів обертання та подачі бетонасосів;

2. Шляхи вдосконалення гідравлічних схем бетононасоів;

3. Розрахункова схема динаміки ОГП обертання робочого органу бетононасоса;

4. Математична модель ОГП обертання робочого органу бетононасоса;

5. Моделювання режимів роботи ОГП обертання гідромотора;

6. Аналіз динаміки ОГП, зокрема вплив значення обраного робочого об'єму гідромотора на коливання тиску;

7. Висновки за результатами аналізу динаміки ОГП обертання гідромотора робочого органу бетононасоса.

Бетононасоси призначені для подачі бетонних сумішей по трубопроводах до місця укладання при будівництві споруд з монолітного бетону і залізобетону. В якості приводу робочого органу бетононасоса широке поширення отримав об'ємний гідропривод. Об'єктом розгляду є об'ємний гідропривод (ОГП) шлангового бетонасоса, зокрема, аналіз вживаних гідравлічних принципових схем, статичного і динамічного розрахунків на конкретному прикладі виробу вітчизняної розробки.

Раніше отримані розрахункові значення моменту опору ротора бетононасоса у функції кута повороту його валу, що дозволяє створити математичну модель динаміки гідропривода з урахуванням змінного характеру моменту опору при стаціонарному режимі роботи, причому при різних частотах обертання ротора. Розглянута математична модель динаміки гідропривода обертання ротора бетононасоса, проте без урахування рівняння нерозривності для рідкого середовища, що враховує витоки робочої рідини (РР) і її стисливості як чинників, що впливають на статичні і динамічні характеристики ОГП. Крім того, в гідравлічній принциповій схемі відсутній дросель на вході в гідромотор обертання ротора, що не дозволяє регулювати частоту обертання останнього, а регулятор витрати для зміни частоти обертання гідромотора приводу лопатей в цьому випадку виявляється не ефективним. Відсутність засобів стопорення штока гідроциліндра подачі не дозволяє забезпечити її реальне регулювання. Розглянута математична модель ОГП з героторним гідромотором приводу обертання ротора з урахуванням витоків і втрат на стискування робочої рідини, проте відсутні результати статичного і динамічного розрахунків. Зокрема, значення перепаду тисків, що розвивається гідромотором, набувало номінальним за даними каталогу, а не шляхом розрахунку виходячи з відомих значень моменту опору ротора насоса, робочого об'єму і гідромеханічного ККД гідромотора. Перепад тисків на гідромоторі при пусковому режимі приймався постійним, що є не коректним за наявності динамічної складової з боку моменту

інерції. Фактично постійний перепад тисків може підтримуватися тільки на регуляторі витрати, стабілізуючи його витрату, і ніяк не впливає на перепад тиску на гідромоторі як функції зовнішнього навантаження. У гідравлічній принциповій схемі встановлені регулятори витрати на вході і виході гідромотора обертання ротора, проте відсутність паралельно встановлених цим регуляторам зворотних клапанів ускладнює налаштування частот обертання гідромотора при прямому і реверсивному обертанні, вимагаючи втручання оператора на кожному режимі. Відсутність засобів стопорення штока гідроциліндра подачі також не дозволяє забезпечити її реальне регулювання.

Обидві розглянуті гідравлічні схеми не забезпечують автоматизацію управління ОГП, зокрема режимами регулювання швидкостей гідромоторів і подачі за допомогою гідроциліндра, а також відрізняються високим рівнем втрат потужності у зв'язку з використанням дросельного способу регулювання швидкості гідромоторів без реалізації засобів мінімізації тиску в ОГП.

Представляє практичний інтерес розгляд динаміки ОГП бетононасоса на режимах пуску, режиму, що встановився з урахуванням виявлених коливань ротора, і при зупинці гідромотора. Важливість рішення такої задачі обумовлена тим, що вживані для реверсування частоти обертання гідромоторів і зміни напряму руху гідроциліндра гідророзподільники мають високу швидкодію порядка 0,02…0,06 с при перемиканні з нейтральної позиції в робочу і навпаки. Малий момент інерції гідромоторів сприяє високій швидкодії машин і механізмів з ОГП, тому приведені в літературі дані за часом розгону ротора бетонанасоса і його гальмуванні при зупинці в 12 с вимагають додаткового підтвердження.

На рис. 1 приведена розрахункова схема для визначення моменту опору шлангового бетононасоса, результати розрахунку якого передбачається використати при оцінці динамічних характеристик ОГП. На першому етапі розглянемо шляхи модернізації використовуваних гідравлічних принципіальних схем виходячи з рішення завдань підвищення надійності, зниження енергоспоживання і автоматизації роботи системи управління ОГП бетононасоса. Загальними гідропристроями для усіх розглянутих схем є приведені на рис. 2 насос Н з приводним електродвигуном Д, гідробак Б, гідромотори М1 приводу обертання лопатей і М2 обертання ротора, і гідроциліндр Ц зміни подачі бетонної суміші, реверсивні гідророзподільники Р1…Р3, запобіжний клапан КП1, гідророзподільник Р4 розвантаження насоса Н від тиску при запуску електродвигуна Д, манометр МН і гідропристрої кондиціонування РР. До останніх відносяться фільтр Ф і оливаохолоджувач АТ в лінії зливу в гідробак Б, повітряний фільтр-сапун С, фільтр ФЗГ із заливною горловиною і реле контролю РКУ рівня РР в гідробаку Б. Кожен гідророзподільник забезпечений кнопками ручного спрацьовування (дублювання). Захист ОГП від перевантажень здійснюється запобіжним клапаном непрямої дії КП1 у складі основного КПО і пілотного КПп клапанів.

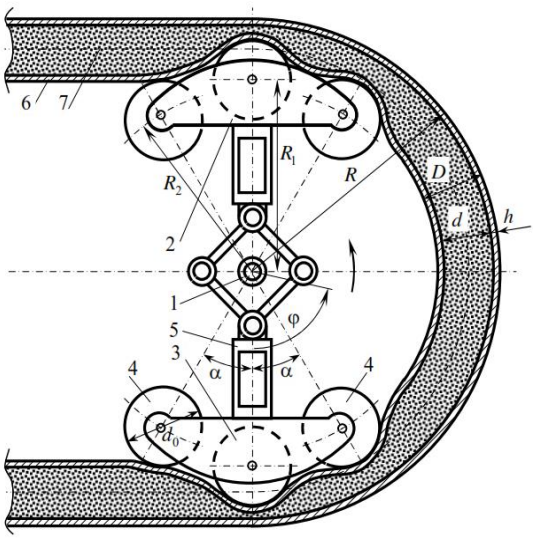



Рис. 1. Розрахункова схема бетононасоса

У цій гідравлічній схемі усунений ряд недоліків прототипу, а саме: на регуляторах витрати РП2 і РП3 встановлені зворотні клапани КО, що забезпечують незалежне регулювання частоти обертання гідромотора в прямому і зворотному напрямі, оскільки налаштування дроселя ДР регулятора РП2 не впливає на налаштування відповідного дроселя ДР регулятора РП3; у системі управління гідроциліндром Ц встановлений односторонній гідрозамок ЗМ для відвертання зворотного ходу штока гідроциліндра, тобто зниження подачі бетонної суміші; за допомогою гідроклапанів тиску КДі1 та КДі2 і лінії LS дистанційного керування $p_{\text{у}}$ запобіжним клапаном КП1 забезпечується режим енергозбереження. При цьому на запобіжному клапані КП1 автоматично встановлюється найбільше значення тисків, що розвиваються гідромоторами М1 або М2 замість заздалегідь встановленого пілотним клапаном КПп максимального допустимого тиску виходячи з технічних характеристик гідропристроїв.

У зв’язку тим, що витоки РР в гідрозамку ЗМ або по поршню гідроциліндра Ц приводять до зміщення штока останнього і зниженню подачі бетонної суміші, надійнішою видається конструкція ОГП, коли постійний тиск в лінії *А*З і при зміщеному золотнику гідророзподільника Р3 вліво (електроживлення постійно подається на магніт У6) підтримується за допомогою запобіжно-переливного клапана КП2 (рис. 3).

Проте в ОГП за приведеними вище схемами управління подачі РР до гідромоторів М1 і М2 і гідроциліндра Ц здійснюється за допомогою гідропристроїв з ручним управлінням, що не забезпечує інтерактивний контроль за швидкістю гідромоторів М1 і М2 і положенням штока гідроциліндра Ц. В зв’язку з цим запропонований ОГП (рис. 4) з дистанційним управлінням частот обертання гідромоторів і положення штока гідроциліндра.

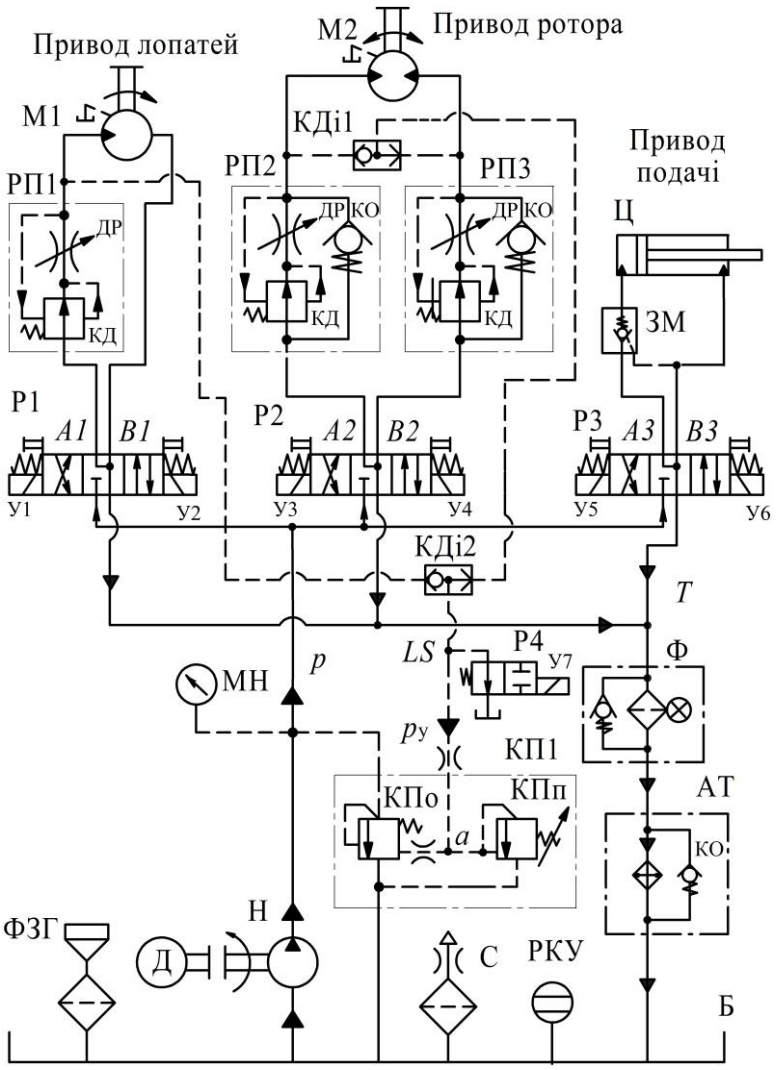



Рис. 2. Гідравлічна принципова схема ОГП бетононасоса з удосконаленням вузлів витрати РР до гідромотора М2, введенням гідрозамка ЗМ і системи енергозбереження LS

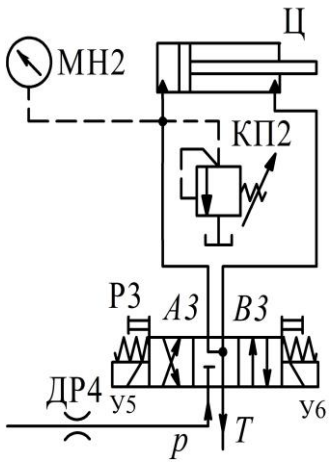



Рис. 3. Фрагмент гідравлічної принципової схеми ОГП бетононасоса, в якій гідрозамок ЗМ (рис. 2) замінений на переливний клапан КП2

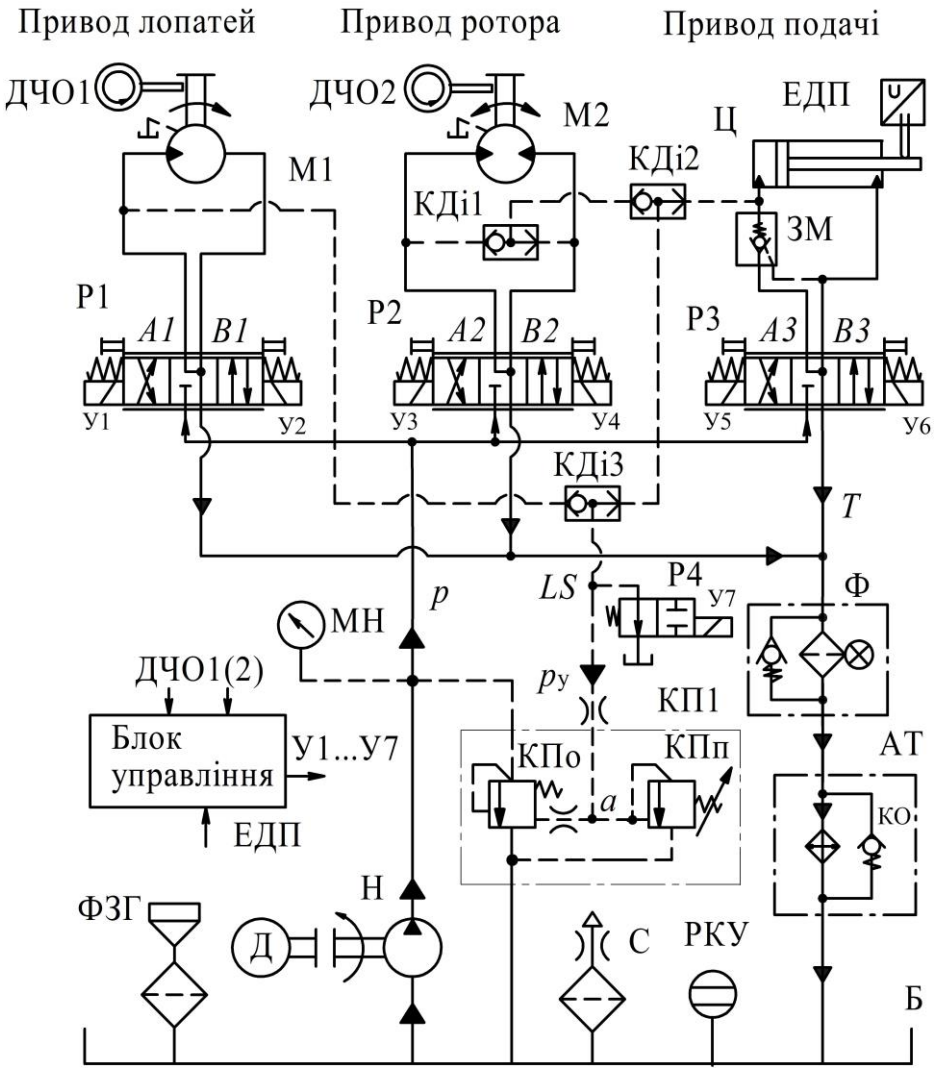



Рис. 4. Гідравлічна принципова схема ОГП з дистанційним електрогідравлічним керуванням частотою обертання гідромоторів М1 і М2 та положенням штока гідроциліндра Ц

Для реверсування і регулювання частоти обертання гідромоторів М1 і М2 і швидкості гідроциліндра Ц встановлені гідророзподільники Р1…Р3 з пропорційним електромагнітами У1...У6. Пропорційне управління гідророзподільниками дозволяє відмовитися від додаткових дроселів (регуляторів витрати РП на рис. 2 і рис. 3), оскільки кожен гідророзподільник має можливість встановлювати прохідний переріз для РР, потрібний по циклу роботи ОГП.

Система енергозбереження LS включає гідроклапани тиску типу «або» КДі1…КДі3, повідомлені з напірними магістралями гідромоторів М1 і М2 та гідроциліндра Ц. Максимальний тиск управління $p_y$ від одного з трьох гідродвигунів (М1, М2 і Ц) поступає в точку $a$, забезпечуючи дистанційне керування налаштуванням тиску пілотного клапана КПп. Таким чином, тиск клапана автоматично налаштовується на максимальний робочий, а максимальний тиск попереднього налаштування запобіжного клапана КПп служить тіль-

ки для ліквідації аварійної ситуації, наприклад, коли заклинює один з гідромоторів або гідроциліндр.

При роботі ОГП налаштування частот обертання гідромоторів М1 приводу лопатей і М2 обертання ротора здійснюється блоком управління з використанням сигналів датчиків ДЧО1 і ДЧО2 як зворотних зв'язків. Задане положення штока гідроциліндра Ц контролюється за допомогою датчика положення ЕДП. Гідрозамок ЗМ утримує шток гідроциліндра від несанкціонованого переміщення. Надійність роботи привода забезпечується при використанні гідрозамка з еластичним елементом ущільнювача. Можливе альтернативне рішення при використанні редукційного або переливного клапанів в лінії поршневої порожнини гідроциліндра.

Для утримання штока гідроциліндра в заданому положенні встановлений односторонній гідрозамок ЗМ, а положення штока гідроциліндра Ц контролюється датчиком положення ЕДП.

Гідравлічна принципова схема згідно рис. 5 відрізняється наявністю пропорційного запобіжного (переливного) клапана КП2 з електромагнітним управлінням, завдяки якому регулюється дистанційно тиск в поршневій (безштоковій) порожнині гідроциліндра Ц, пропорційний зусиллю подачі бетонної суміші насосом.

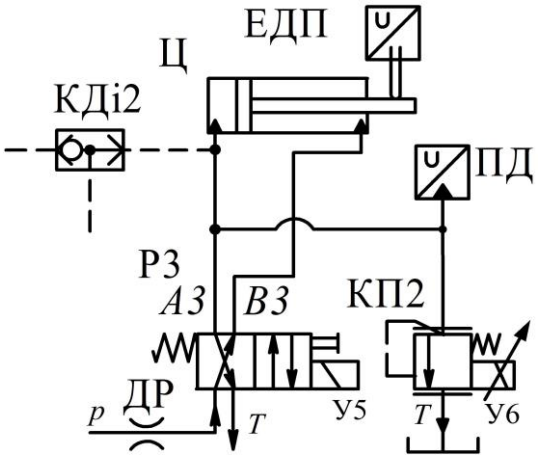



Рис. 5. Фрагмент гідравлічної принципової схеми ОГП згідно рис. 4 і налаштуванням положення гідроциліндра датчиком ЕДП, переливним клапаном КП1 і контролю тиску за допомогою перетворювача ПД

Для контролю тиску встановлений перетворювач тиску ПД з аналоговим вихідним сигналом. Положення штока і власне значення подачі бетононасоса контролюється електричним датчиком положення ЕДП.

На рис. 6 представлені розрахункові значення моменту опору ротора бетононасоса, який повинен долати гідромотор М2. Коливання моменту опору по куту повороту ротора знаходяться в діапазоні від 175 Нм до 220 Нм при середньому значенні 198 Нм. Частота обертання гідромотора, що встановилася, складає 45 хв$^{-1}$. Змінними значеннями параметрів ОГП в часі є момент опору ротора бетононасоса при пуску і витрата через регулятор витрати, момент

інерції приводу і модуль пружності РР, які розглядаються для глибшого дослідження динамічних процесів.

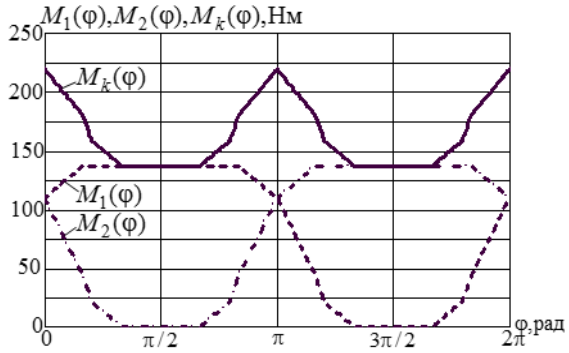



Рис. 6. Сумарний момент опору $M_k(\varphi)$ на роторі бетононасоса ($M_1(\varphi)$ і $M_2(\varphi)$ – моменти опору від нижньої і верхньої обойм)

На рис. 7 представлена розрахункова схема ОГП з насосом Н, гідромотором М, приводним двигуном Д, робочим органом РО (бетононасосом) і позначеннями використовуваних в математичній моделі елементів.

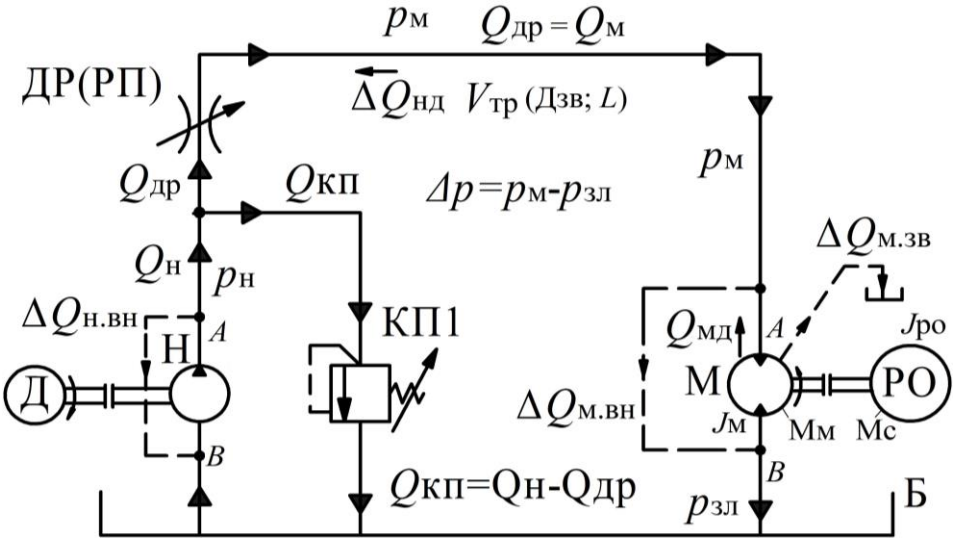



Рис. 7. Розрахункова схема динаміки ОГП бетононасоса

На рис. 8...14 представлені осцилограми запису динаміки ОГП обертання ротора шлангового бетононасоса, отримані при рішенні диференціальних рівнянь за допомогою пакету VisSim. Скористаємося методикою побудови математичних моделей для ОГП обертального руху. Для забезпечення стадійного нантаження гідромотора замість еврестичного модуля вводимо модулі VisSim-map для змінного моменту опору бетононасоса з урахуванням його коливань і витрати через регулятор витрати на режимах зрушування гідромотора, режиму, що встановився, і при зупинці ОГП. У математичній моделі прийняті допущення про постійність значень модуля пружності, в'язкості і

щільності РР, і не враховуються хвилеві процеси в трубопроводах у зв'язку з їх незначною протяжністю.

У основі побудови математичної моделі лежать закони механіки Ньютона і для РР закон Паскаля і рівняння нерозривності. Таким чином, вирази для тиску [МПа] і частоти обертання гідромотора [хв$^{-1}$] мають вид

$$p_{\text{м}} = \int_0^t \left[ Q_{\text{др}}(t) - 10^{-3} V_{\text{м}}(t) \cdot n_{\text{м}}(t) - C_{\text{пв}} \cdot p_{\text{м}}(t) \right] \frac{E}{V_{\text{тр}}} dt, \qquad (1)$$

$$n_{\text{м}} = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{\Sigma}} \left[ \frac{1}{2\pi} V_{\text{м}}(t) \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{м.гм}} - M_{\text{с}} \right] dt, \qquad (2)$$

де $Q_{\text{др}}$ – витрата РР через дросель, л/хв,

$V_{\text{м}}$ – робочий об'єм гідромотора, см$^3$,

$C_{\text{пв}}$ – коєфіцієнт сумарних витоків РР: зовнішніх гідромотора $C_{\text{м.зв}}$ та внутрішніх насоса $C_{\text{н.вн}}$ і гідромотора $C_{\text{м.вн}}$, л/(хв.МПа), а власне витоки позначені зовнішні $\Delta Q_{\text{м.зв}}$ і внутрішні $\Delta Q_{\text{м.вн}}$ гідромотора, і внутрішні витоки РР насоса $\Delta Q_{\text{н.вн}}$,

$V_{\text{тр}}$ – об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $Д_{\text{зв}}$ [мм] і довжиною $L$ [м], дм$^3$,

$E$ – модуль пружності РР, що викликає її деформаційну витрату ($\Delta Q_{\text{нд}}$ і $\Delta Q_{\text{мд}}$) із-за стисливості в гідромашинах і об'ємі $V_{\text{тр}}$, МПа,

$J_{\Sigma} = J_{\text{м}} + J_{\text{р}}$ – сумарний момент інерції гідромотора і ротора бетононасоса спільно з бетонною сумішшю, відповідно , кг.м$^2$,

$p_{\text{н}} \approx p_{\text{м}}$ і $p_{\text{зл}}$ – тиск в лініях нагнітання гідромотора і зливу РР, відповідно (тиск $p_{\text{зл}}$ приймається постійним), МПа,

$\eta_{\text{м.гм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора,

$M_{\text{с}}$ – момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП бетононасоса змінними параметрами є подача РР через дросель $Q_{\text{др}}$ і момент опору $M_{\text{с}}$ при обліку втрат гідромотора (гідромеханічного ККД – $\eta_{\text{м.гм}}$) при зрушуванні останнього. Для завдання режимів роботи ОГП скористаємося блоками VisSim-map, що дозволяють по заздалегідь складеній циклограмі введення в модель адекватних за часом режимів. З іншого боку, при відробітку оптимальних режимів роботи ОГП блоки map дозволяють вносити необхідні корігування в інтерактивному виді. Момент опору $M_{\text{с}}$ задаємо з урахуванням його коливань по куту повороту валу роторного насоса (рис. 6) і обліком можливого характеру його зміни при пуску і зупинці гідромотора. При викори-

станні регуляторів витрати з ручним управлінням задаємо витрату $Q_{\text{др}}$ такою, що змінюються за лінійним законом стрибкоподібно у зв'язку з високою швидкодією гідророзподільника, а при переході на гідропристрої електрогідравлічного пропорційного управління можливе істотне збільшення часу перехідного процесу за допомогою електронного блоку управління і зворотного зв'язку по частоті обертання гідромотора. При гальмуванні гідромотора розглядається характер зниження тиску РР, який не повинен приводити гідросистему до кавітації. При цьому критерієм завдання можливої інтенсивності частоти обертання і моменту опору гідромотора при пуску є обмеження по максимальному допустимому тиску в ОГП і мінімальному, рівному атмосферному, що запобігає виникненню кавітації. Для героторного гідромотора серії MR200 максимальний (піковий) допустимий тиск не повинен перевищувати 22,5 МПа, для насоса НШ-16М-3 піковий тиск не повинен перевищувати 25 МПа, і таким чином найбільш слабкою ланкою за тиском, що допускається в ОГП бетононасоса, являється гідромотор (22,5 МПа). Запишемо обмеження за тисками в ОГП при його пуску та зупинці

$$p_{\text{м.пуск}} \le [p_{\text{м.макс}}];\;\; p_{\text{огп.ост}} \ge [p_{\text{атм}}], \qquad (3)$$

де $p_{\text{н.пуск}}$ – тиск в ОГП при пуску, отриманий в результаті динамічного розрахунку,

$[p_{\text{м}}]$ = 22,5 МПа – максимальний (піковий) тиск, що допускається за технічною характеристикою гідромотра,

$p_{\text{огп.ост}}$ – тиск в ОГП при його зупинці.

В якості початкових умов при інтегруванні приймаємо $p_{\text{н}}(0) = p_0$ (атмосферний тиск) і $n_{\text{м}}(0) = 0$ (частота обертання гідромотора дорівнює нулю перед початком подачі РР від насоса). Застосовуємо метод інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності з дискретністю 0,001 с. Визначаємо тиск РР в ОГП для вибраного гідромотора з робочим об'ємом $V_{\text{м}}$ = 199,8 см$^3$, максимальному моменті опору $M_{\text{с}}$ = 220 Н.м (див. рис. 6) і гідромеханічному ККД $\eta_{\text{м.гм}}$ = 0,9. Заздалегідь визначаємо теоретичне значення перепаду тисків при $\eta_{\text{м.гм}}$ = 1

$$\Delta p_{\text{теор}} = \frac{M_{\text{с}}}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}}} = \frac{220}{0{,}159 \cdot 199{,}8} = 6{,}93 \text{ МПа}. \qquad (4)$$

На універсальній характеристиці гідромотора MR200 найближче значення перепаду тисків приведене для 8 МПа і при частоті обертання 45 хв$^{-1}$ крутний момент складає 225 Нм, що дозволяє знайти фактичне значення гідромеханічного ККД

$$\eta_{\text{м.гм}} = \frac{M_{\text{ф}}}{M_{\text{теор}}} = \frac{225}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \Delta p} = \frac{225}{0{,}159 \cdot 199{,}8 \cdot 8} = 0{,}885, \qquad (5)$$

яке менше приведеного в каиалогах на 1,5%, а при перепаді тисків 6 МПа на 1,0 %, тобто маємо

$$\Delta p_{\text{ф}} = \frac{M_{\text{с}}}{0{,}159 \cdot V_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м.гм}}} = \frac{220}{0{,}159 \cdot 199{,}8 \cdot 0{,}9} = 7{,}69 \text{ МПа}. \qquad (6)$$

Таким чином, по відношенню до номінального перепаду тисків в 17,5 МПа вибраний гідромотор має запас за тиском майже в 2,3 разу, що істотно більше зазвичай рекомендованого в 1,3 разу. Тому для ОГП цього бетононасоса можна використати гідромотори MR160 і MR125 з робочими об'ємами 159,6 $см^3$ і 125,7 $см^3$, відповідно, які для заданого моменту опору в 220 Нм повинні створювати перепад тисків в 9,6 МПа і 12,2 МПа, відповідно, що забезпечує також істотний запас в 1,8 (1,42) разу, і при цьому знижується вартість гідромотора і скорочується споживана витрата РР.

Проте в цілому виходячи з вимог до підвищеної надійності роботи ОГП бетононасоса і виключення ризику роботи на неврахованих підвищених навантаженнях, вибір гідромотора за робочим об'ємом слід вважати досить коректним. При напрацюванні ресурсу партії бетононасосів шляхом експлуатаційних спостережень з фіксацією тисків в ОГП остаточно встановлюється робочий об'єм гідромотора.

На рис. 8 приведені осцилограми пускового режиму ОГП бетононасоса при мінімальному часі наростання моменту опору $M_{\text{с}}$ і витрати $Q_{\text{др}}$ через дросель регулятора витрати РП. Такий стан цілком допустимий при максимально завантаженому бетонною сумішшю насоса і відсутністю засобів регулювання витрати через дросель при використанні гідророзподільника з дискретним (цикловим) управлінням, коли час повного перемикання золотника досить малий (в межах 0,02 с) і вже при частковому переміщенні золотника РР поступає до гідромотора. Характерною для такого режиму є занедбаність частоти обертання гідромотора $n_{\text{м}}$ і тиску $p_{\text{м}}$ на його вході. При введенні режиму лінійного регулювання витрати через дросель до його максимального значення в 0,1 с (рис. 9) занедбаність частоти обертання повністю припиняється, а стрибок тиску знижується з 15 до 13 МПа.

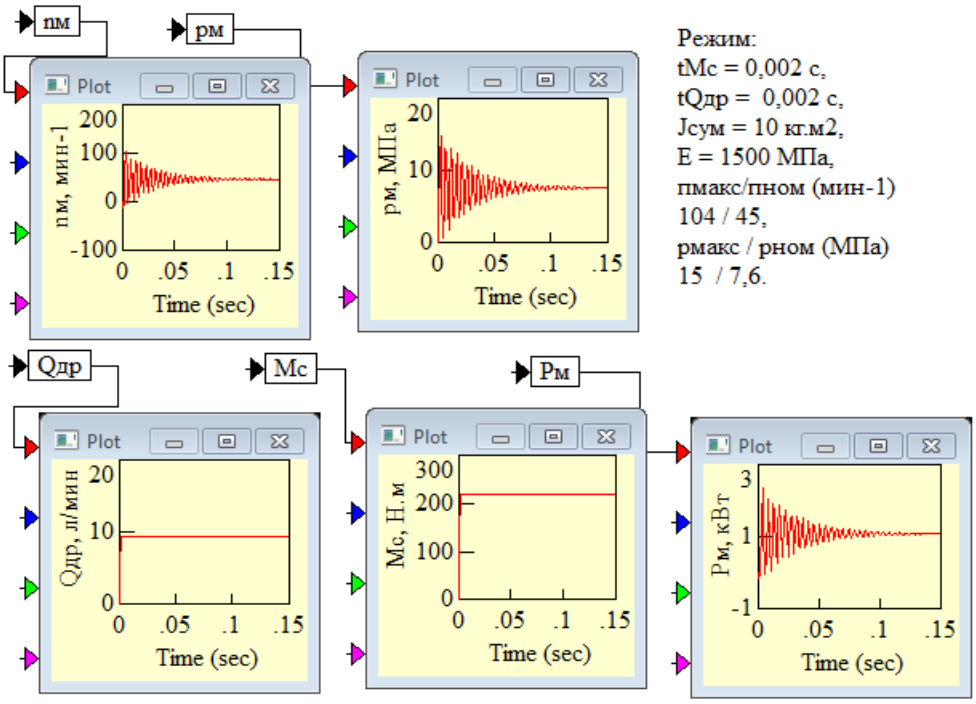



Рис. 8. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску з максимальною однаковою швидкодією наростання моменту опору і витрати через дросель (0,002 с)

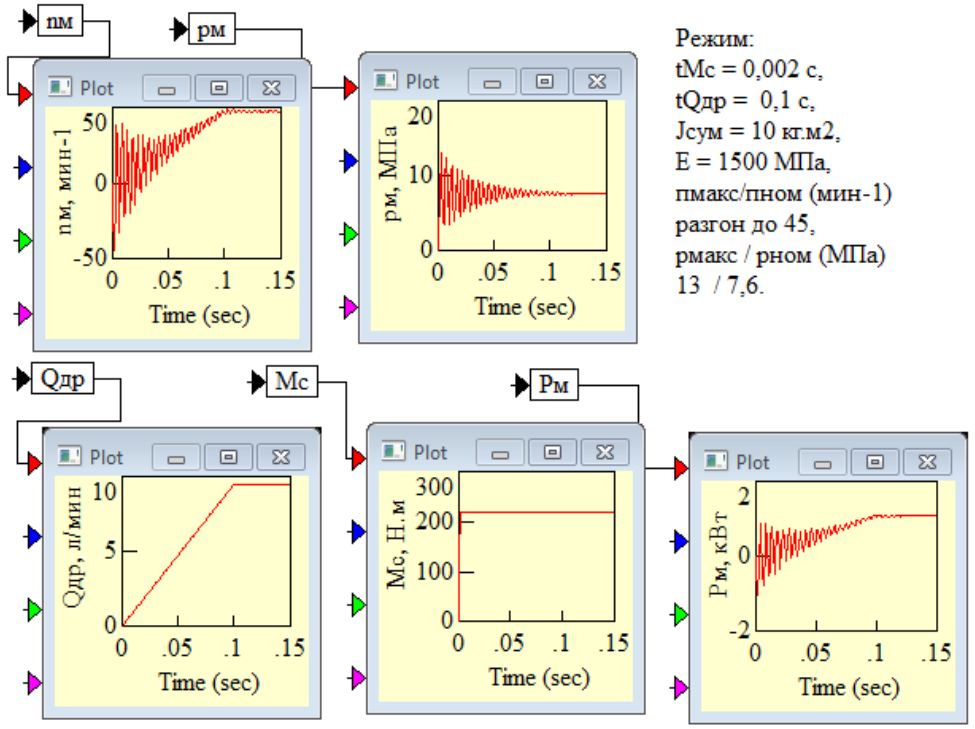



Рис. 9. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску і збільшенні часу наростання подачі РР через дросель від 0,002 с (рис. 8) до 0,1 с

При реалізації режиму пуску ОГП бетононасоса з лінійним зростанням моменту опору $M_c$ за 0,02 с (рис. 10) зникає також і занедбаність тиску РР. Якщо регулювання часу наростання витрати в ОГП можливо шляхом застосу-

вання регульованого дроселя з дистанційним електрогідравлічним керуванням, в електронному блоці якого є функції задатчика спрацьовування, то для зниження інтенсивності наростаня моменту опору слід встановити відповідний алгоритм процесу пуску-зупинки бетононасоса. З цією метою привод лопатей (гідромотор М1) повинен зупинятися раніше привода ротора (гідромотора М2), що дасть можливість випорожнити лінію нагнітання шлангу від бетонної суміші. В цьому випадку пуск бетононасоса буде при зниженому моменті опору (спочатку запускають гідромотор М2, а потім М1). Перед пуском бетононасоса гідроциліндр Ц подачі необхідно встановлювати на її мінімальне значення.

На рис. 11 представлені осцилограми пуску ОГП при пониженому модулі об'ємної пружності РР в порівнянні з режимом згідно рис. 8. Такий стан РР може бути у разі, коли потрапляє нерозчинене повітря, наприклад, із-за негерметичної всмоктуючої лінії насоса Н або недостатнього рівня РР в гідробаку Б. Робота ОГП характеризується інтенсивними коливаннями частоти обертання і тиску РР в ОГП. Вплив моменту інерції також істотний на динамічні характеристики ОГП бетононасоса. Зниження моменту інерції з $J_{\Sigma}$ = 10 кг.м$^2$ (рис. 8) до $J_{\Sigma}$ = 5 кг.м$^2$ (рис. 12) призводить до зниження максимального тиску при пуску з 15 МПа до 11,7 МПа, тривалість коливань тиску скорочується з 0,11 с до 0,015 с при підвищенні частоти коливань тиску з 200 Гц до 300 Гц.

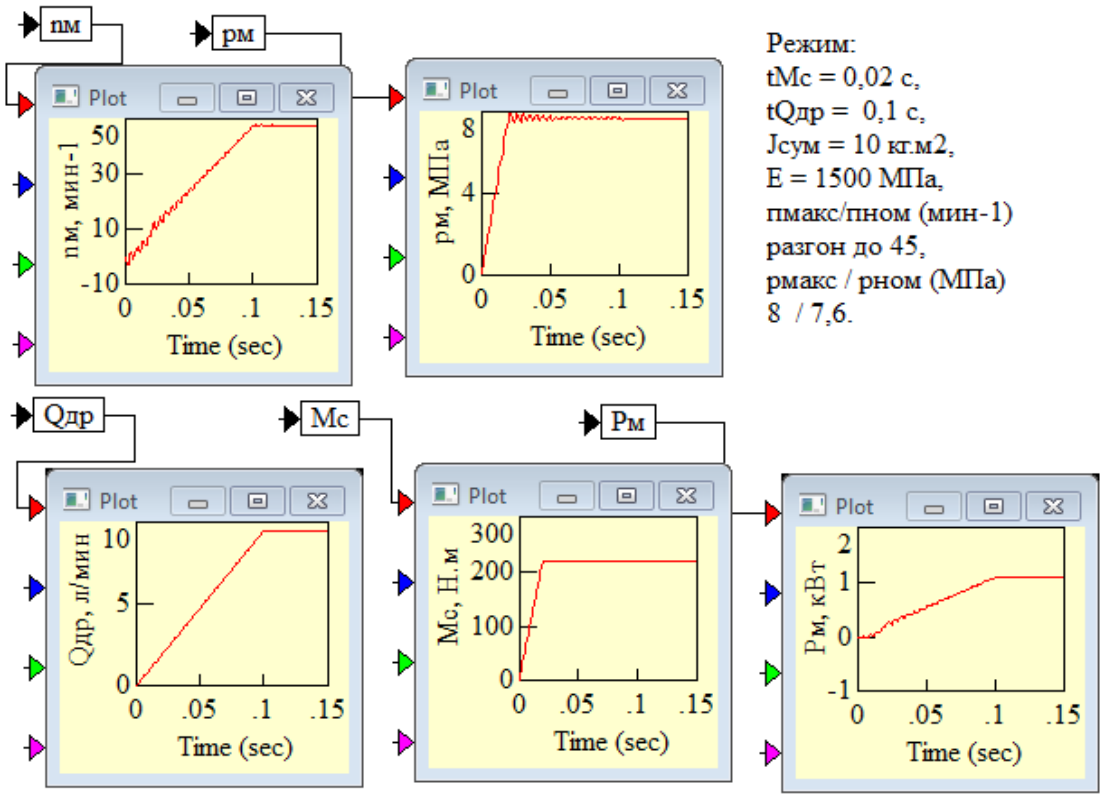



Рис. 10. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску і зменшенні часу наростання моменту опору з 0,002 с (рис. 9) до 0,02 с

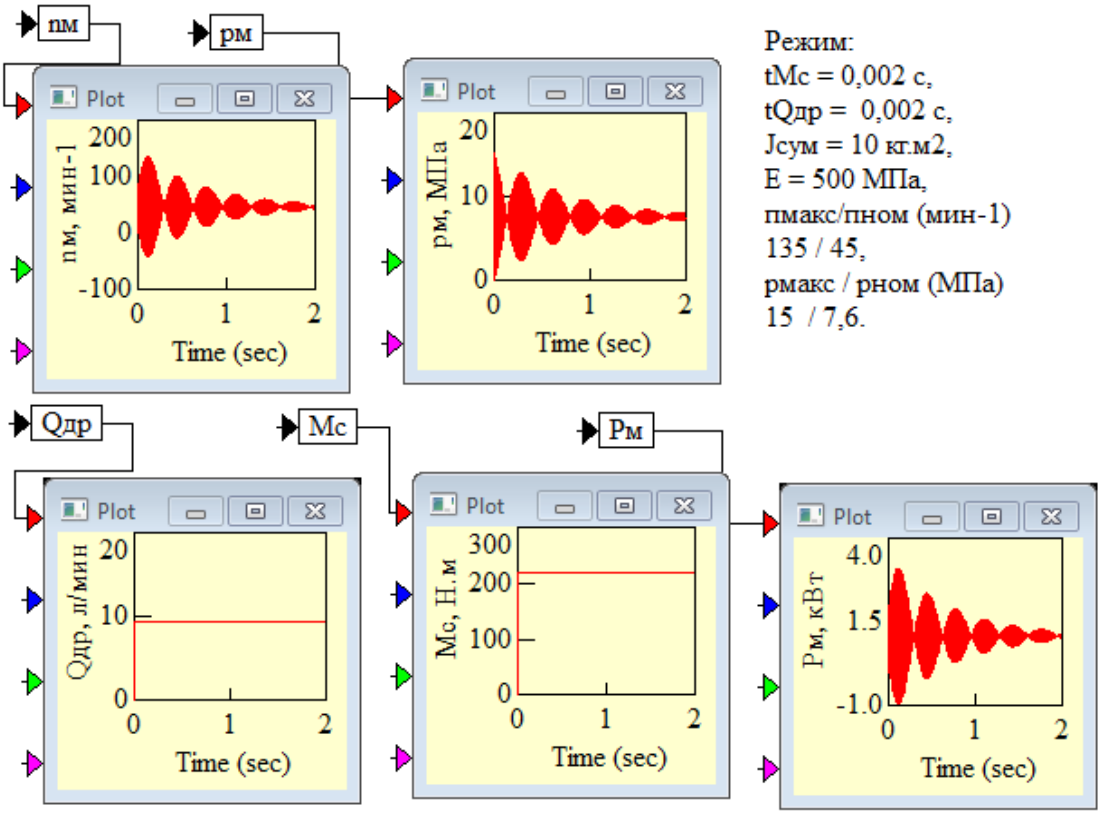



Рис. 11. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску і зниженні модуля пружності РР з $E$ = 1500 МПа (рис. 8) до 500 МПа

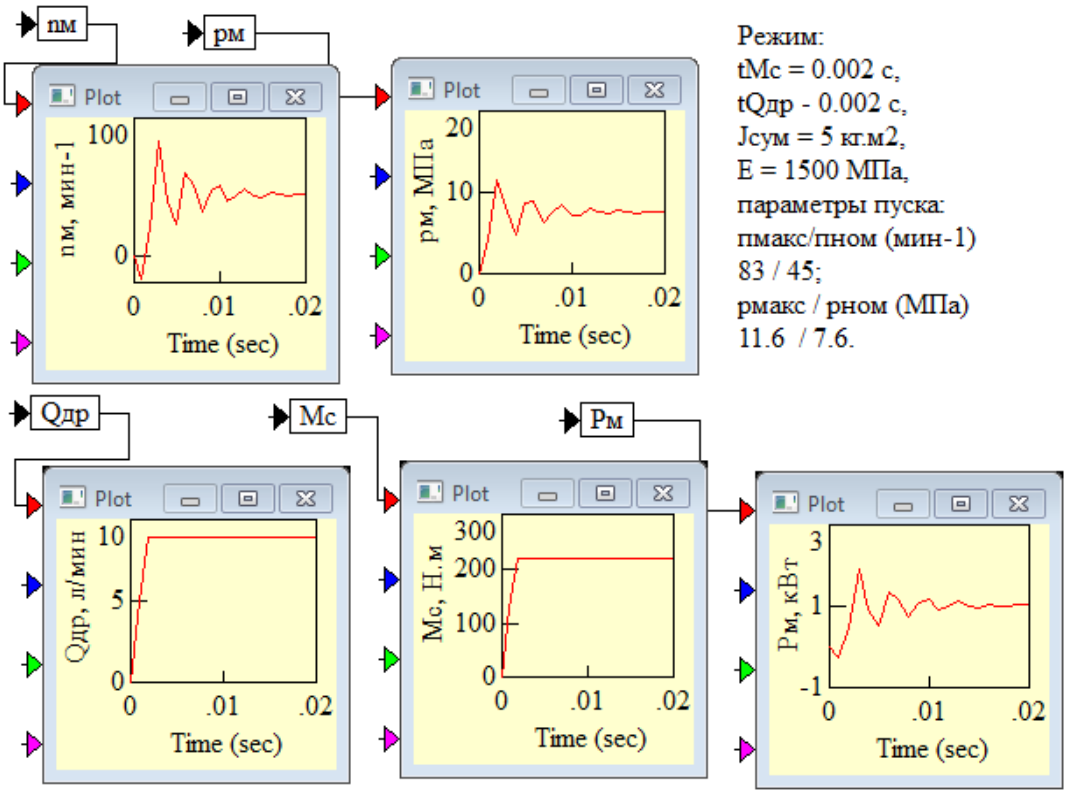



Рис. 12. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску і зниженні моменту інерції з 10 кг.м$^2$ (рис. 8) до 5 кг.м$^2$

На рис. 13 приведені осцилограми моделювання роботи ОГП бетононасоса на режимах пуску, режиму, що встановився, і останову. Режими зміни моменту опору приймалися згідно рис. 6 з розмахом коливань від 175 Нм до 220 Нм. Коливання моменту опору відпрацьовуються в ОГП коливаннями тиску РР, причому з однаковими значеннями частоти і співвідношень екстремальних значень. На рис. 14 приведені осцилограми динаміки ОГП при застосуванні гідромотора з пониженим робочим об'ємом, які ілюструють підвищення максимального тиску при пуску до рівня, що допускається (22,5 МПа), і істотним збільшенням тривалості перехідного процесу.

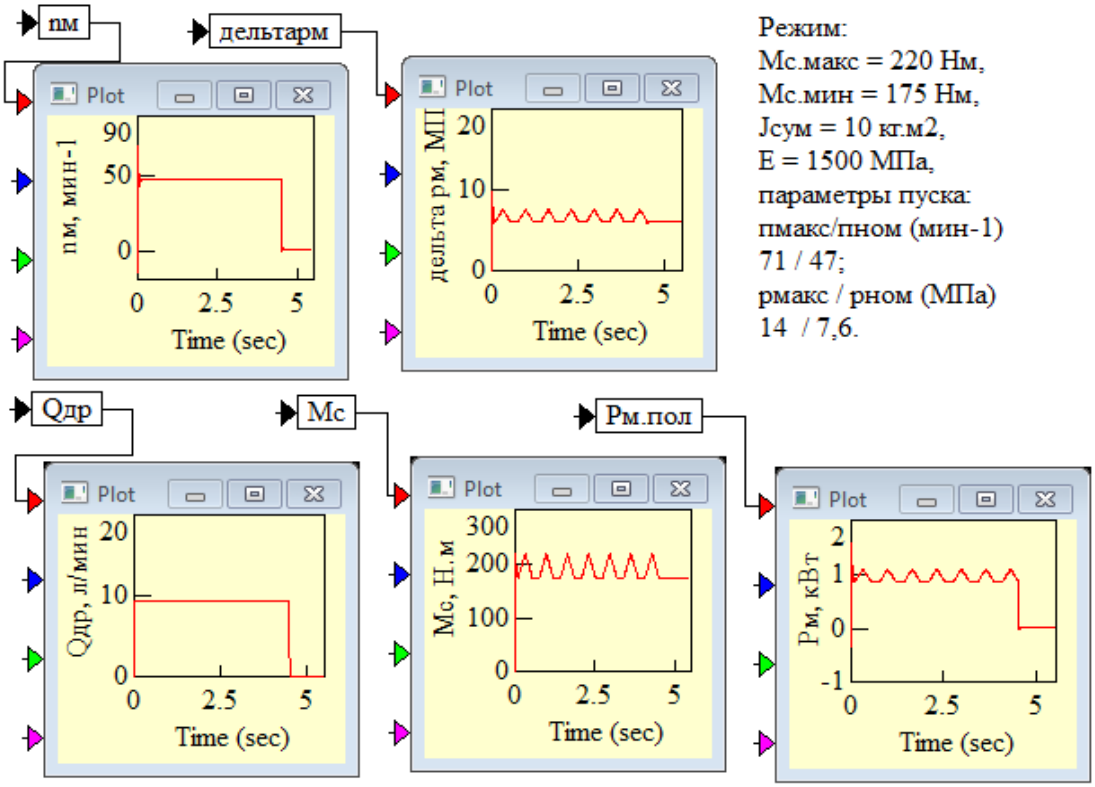



Рис. 13. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску, режимі, що встановився, і зупинці гидромотора, отримана за допомогою блоку VisSim-map

У табл. 1 приведені значення тиску, частоти обертання і параметри їх коливань при пуску ОГП бетононасоса залежно від вибраного типорозміру гідромотора за робочим об'ємом. Для наочності на рис. 15 побудовані відповідні залежності, що дозволяють зробити наступні висновки:

1) Співвідношення коливань максимального та сталого (робочого або номінального) тисків практично однакові і складають 1,9. Це співвідношення є досить зручним при проведенні статистичних розрахунків ОГП при виборі робочого об'єму гідромотора, дозволяючи встановити максимальний тиск в ОГП і його відповідність даним технічної характеристики виробника. Таким чином, вже в гідромоторі з робочим об'ємом 125,7 см$^3$ (MR125) максимальний тиск (23 МПа) перевищує допустимий (22,5 МПа). У той же час сталий тиск знижується пропорційно зростанню робочого об'єму від 12,2 МПа до 7,7 МПа;

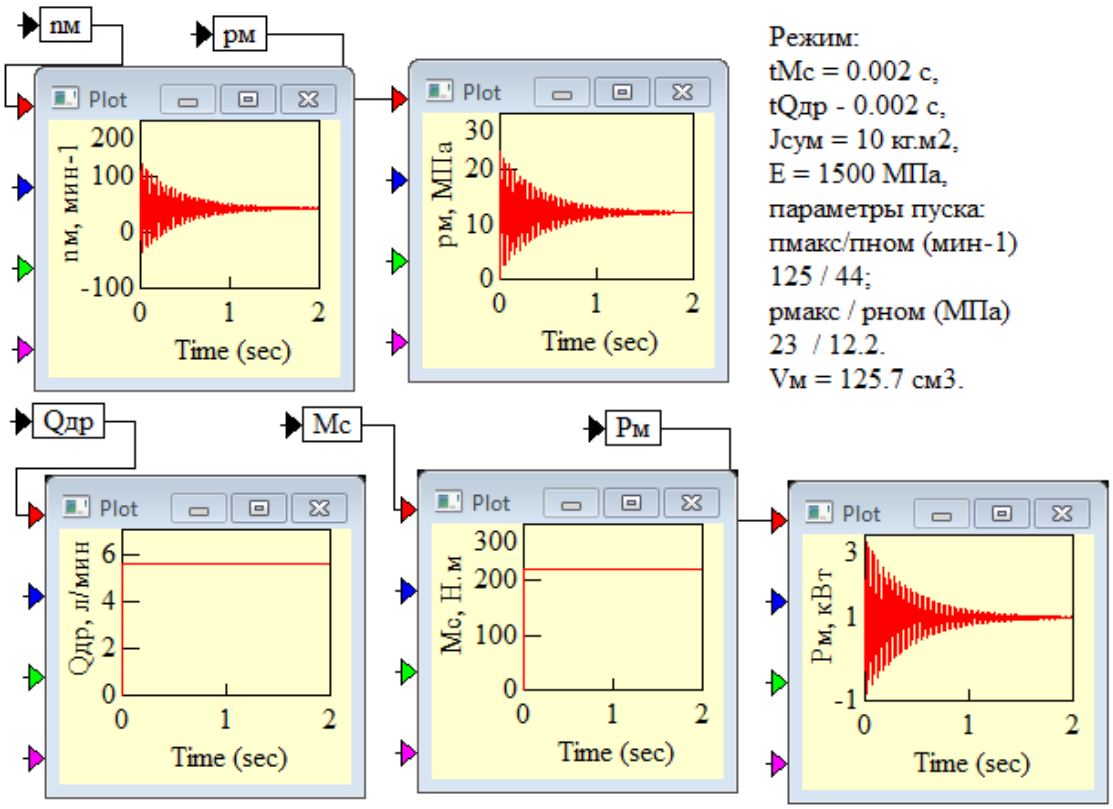



Рис. 14. Динаміка ОГП бетононасоса при пуску з використанням гідромотора з робочим об’ємом 125,7 см$^3$ замість 199,8 см$^3$ (рис. 8)

2) Максимальна частота обертання (точніше, її закид) знижується зі збільшенням робочого об’єму гідромотора зі 127 хв$^{-1}$ до 96 хв$^{-1}$ при сталій близько 45 хв$^{-1}$. Характерним є те, що споживана витрата $Q_{др}$ зі зниженням робочого об’єму гідромотора знижується з 9 л/хв до 5,7 л/хв;

3) Коливальний процес за тиском і частотою обертання триває однаковий час, проте тривалість його більш ніж на порядок (з 0,13 с до 1,7 с) вище в гідромоторі з меншим робочим об’ємом. Частота коливань вище в гідромоторі зі збільшеним робочим об’ємом і досягає 207 Гц, що слід вважати позитивним фактором;

4) ОГП забезпечує високу швидкодію запуску ротора насоса, що не перевищує 1,7 с.

Слід зазначити, що інформація про значення максимальних тисків в ОГП є дуже важливою з точки зору оцінки довговічності гідромоторів. Особливо це актуально для героторних гідромоторів з проміжними роликами кочення між шестернями (геролерного типу). Така пара тертя працює за аналогією з підшипником кочення, довговічність якого істотно знижується при роботі на «пікових» навантаженнях.

Таблиця 1 – Параметри динаміки ОГП бетононасоса в залежності від обраного за робочим об’ємом героторного гідромотора моделі MR

| MR ($V_м$), $см^3$ | $p_{макс}$ / $p_{уст}$, МПа ($Q_{др}$, л/хв) | $n_{макс}$ / $n_{уст}$, $хв^{-1}$ | $t_{затух}$, с | $f$, Гц |
|---|---|---|---|---|
| 199,8 | 14,5 / 7,7 = 1,88 (9 л/хв) | 96 / 45 | 0,13 | 207 |
| 159,6 | 18,2 / 9,5 = 1,92 (7,2 л/хв) | 106 / 45 | 0,4 | 170 |
| 125,7 | 23,2 / 12,2 = 1,9 (5,7 л/хв) | 127 / 43,4 | 1,7 | 135 |

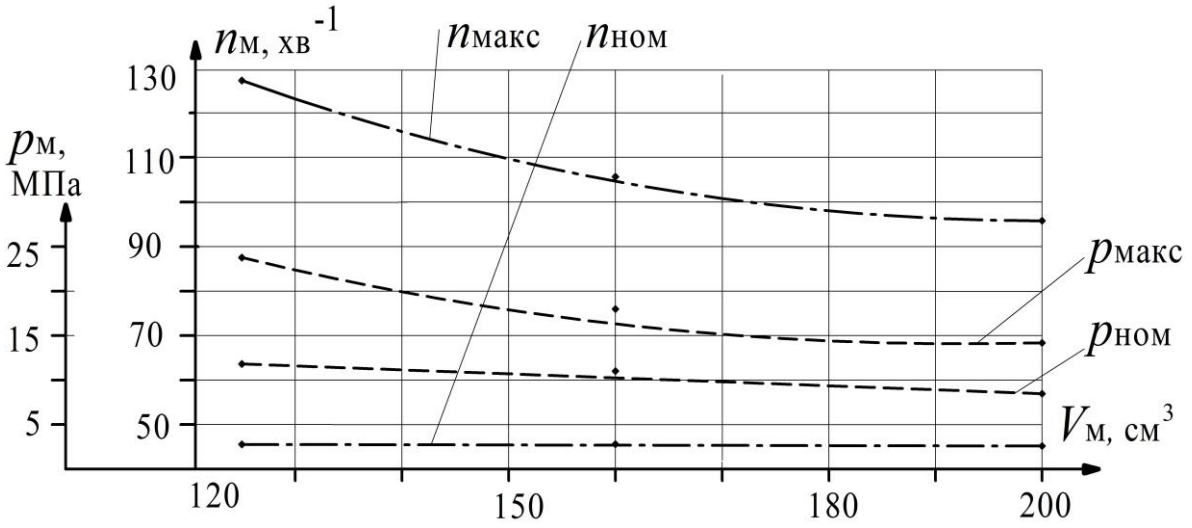



Рис. 15. Залежності коливань тиску і частоти обертання ротора при пуску ОГП від вибраного значення робочого об’єму гідромотора

Висновки

1. Динаміка об’ємного гідропривода шлангового бетононасоса характеризується коливальним характером зміни частоти обертання і тиску при пуску гідромотора обертання ротора. Основними факторами, що впливають на коливальні процеси, є тимчасові інтервали наростання витрат через дросель до гідромотора і моменту опору бетонної суміші. Супутніми чинниками є модуль пружності робочої рідини і момент інерції приводного механізму бетононасоса.

2. Теоретичний момент опору бетононасоса, що носить коливальний характер в діапазоні від 175 до 220 Нм, викликає гармонійні коливання тиску в гідроприводі, але частота обертання гідромотора при цьому залишається постійною.

3. Одним з напрямів зниження моменту опору при пуску бетононасоса є введення алгоритму почергового запуску гідромоторів обертання ротора і лопатей, і установка гідроциліндра на мінімальне значення подачі.

4. Виявлена залежність між максимальним при пуску і сталим значенням тиску в 1,9 рази дозволяє на стадії проектування гідропривода уточнювати вибір гідромотора за робочим об’ємом і мінімізує ризик виникнення підвищених тисків, що перевищують допустимі значення за каталогом виробника.

5. В цілому, враховуючи сучасні можливості об’ємного гідропривода в частині автоматизації і дистанційного регулювання витрати, що підводиться до гідромотора обертання ротора, слід зробити опрацювання створення приводу бетононасоса, оснащеного відповідною системою електрогідроавтоматики, що реалізовує поліпшені динамічні характеристики і надійність фіксації штока гідроциліндра подачі. Крім того, рекомендується до застосування система енергозбереження LS, сприяюча мінімізації тиску і споживаної потужності гідропривода.

6. Представляє інтерес розширення області моделювання динаміки гідропривода з метою вивчення виникнення явищ кавітації при зупинці гідромотора обертання ротора бетононасоса.

Запитання:

1. Навести гідравлічні принципови схеми приводів обертання та подачі бетононасосів;
2. Які шляхи вдосконалення гідравлічних схем бетононасів ?
3. Який вигляд має розрахункова схема динаміки ОГП обертання робочого органу бетононасоса ?
4. Який алгоритм має математична модель ОГП обертання робочого органу бетононасоса ?
5. Яким чином моделюють режими роботи ОГП обертання гідромотора ?
6. Яким чином впливає значення обраного робочого об’єму гідромотора на коливання тиску ?
7. Які типові висновки мають місто за результатами аналізу динаміки ОГП обертання гідромотора робочого органу бетононасоса ?

Лекція 6. Методика розрахунку динаміки ОГП з гідромоторами для пересування БДМ (на прикладі бортового ОГП гусеничного трактора ТС-10 і комунальної прибиральної машини)

План лекції:

1.Гідравлічна принципова схема бортового ходу трактора ТС-10 з аксіальнопоршневими насосами і гідромоторами, які мають регульований робочий об'єм з пропорційним електрогідравлічним управлінням;
2.Розрахункова схема динаміки ОГП бортового ходу;
3. Математична модель ОГП;
4. Режими роботи ОГП, які задані за допомогою блоку VisSim-map, зокрема імітаційне моделювання крутного моменту зовнішнього навантаження, робочого об'єму гідромотора і його гідромеханічного ККД, та витрати насоса;
5. Методика завдань режимів регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що забезпечують мінімальні скачки тиску і відсутність кавітації
6. Моделювання і аналіз динаміки ОГП пересування комунальної прибиральної машини;
7. Розгляд висновків за результатами динаміки та прикладу анотації для наукової статті.

1. Динаміка бортового ОГП гусеничного трактора ТС-10.

Гусеничний промисловий трактор ХТЗ з бульдозерним і розпушувачним обладнанням ТС-10 забезпечений об'ємними бортовими гідроприводами (ОГП) пересування, до складу яких входять самі сучасні на сьогоднішній день аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, які забезпечують в поєднанні з електронною системою керування безступеневе регулювання швидкості трактора з енергозбереженням в ОГП і ДВЗ. Аналогічні системи ОГП застосовуються і в інших тракторах. У зв'язку з цим вивчення зарубіжного досвіду проектування та аналізу навантажень в ОГП мобільних транспортних машин видається важливим завданням підвищення технічного рівня вітчизняних розробок.

Забезпечення безступінчастого регулювання швидкості трактора при виконанні технологічних і транспортних операцій за допомогою об'ємного гідропривода з машинним регулюванням швидкості є передумовою широкого впровадження таких систем в будівельно-дорожніх машинах. У зв'язку з цим більш поглиблене дослідження роботи гідропривода трактора з урахуванням динамічних навантажень представляється актуальним. Результати досліджень можуть бути використані при розробці автоматизованих програм завдання інтенсивності навантаження гідропривода з урахуванням зниження динамічних навантажень і підвищення енергозбереження.

Проблемам ОГП з машинним керуванням, під яким розуміється керування параметрами руху вихідної ланки регульованим насосом або регульованими гідромотором або обома гідромашинами, приділяється велика увага. Однак відомі дослідження в основному стосуються вибору гідравлічних принципових схем машинного регулювання, в тому числі з метою реалізації широкого діапа-

зону безступеневого регулювання швидкості мобільної машини без застосування проміжного редуктора між гідромотором і провідним мостом, а також вивчення зарубіжного досвіду. Методика статичного розрахунку ОГП трактора дозволяє виконати вибір робочих об'ємів гідромашин, засобів кондиціонування робочої рідини (РР), оцінити ККД ОГП і дати висновок про достатність потужності приводного ДВЗ для реалізації заданих швидкостей руху. Математична модель і динаміка ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР, що включає насос з регульованим робочим об'ємом і гідромотор з постійним робочим об'ємом, досить докладно розглянута стосовно до використання в двопотоковій безступінчастій трансмісії колісного трактора з використанням пакета прикладних програм ViSsim, однак була локалізована тільки пусковим режимом та введенням евристичного модуля навантажень.

Установка в ОГП трактора ТС-10 регульованих бортових гідромоторів і досягнення з їх допомогою підвищених транспортних швидкостей без нарощування настановної потужності ДВЗ, що приводить в обертання насоси, вимагає розгляду динаміки в більш широкому аспекті, починаючи з режиму зрушування, при розгоні і гальмуванні.

Таким чином, метою дослідження є зниження динамічних навантажень в ОГП трактора в повному діапазоні функціонування шляхом моделювання режимів роботи ОГП. У зв'язку з симетричністю гідравлічної чотирьохмашинної схеми трактора і розгляду його прямолінійного руху динамічному аналізу підлягає один борт ОГП.

Система руху промислового трактора з бульдозерно-розпушувальним обладнанням ТС-10 (рис. 1,а) включає два незалежних ОГП для кожної гусениці за допомогою аксіальнопоршневих насосів серії A4VG і гідромоторів A6VE лівого Мл і правого Мпр бортів, установлених безпосередньо на бортових редукторах БРл і БРпр. Насоси Нл і Нпр нагнітають РР до відповідних гідромоторів Мл і Мпр. Подача РР до гідромоторів за допомогою рукавів РВД істотно спрощує кінематичний зв'язок між ДВЗ і бортовими редукторами ведучих коліс. Регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів з метою зміни швидкості руху та забезпечення плавного повороту трактора, пропорційного відхиленню рукоятки керування рухом РУД, здійснюється за допомогою електрогідравлічних гідропристроїв з пропорційними електромагнітами на кожній з гідромашин (сигнали керування У1...У4 відповідно).

Частота обертання ведучих коліс контролюється датчиками частоти обертання ДЧОл і ДЧОпр, електричні вихідні сигнали яких подаються на електронний блок керування БК (програмований контролер РС6-9) як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ. Частота обертання вихідного валу приводного ДВЗ контролюється датчиком частоти ДЧОдвз і також надходить до електронного блока керування БК. Положення тяги керування подачі палива до ДВЗ контролюється датчиком положення ДПП і надходить у вигляді електричного сигналу зворотного зв'язку ЗЗ до блока керування БК. Блок БК знижує потужність насосів шляхом зменшення кута похилого диска і подачі РР, що запобігає зупинці ДВЗ.

Рукоятка керування рухом РУД (джойстик) формує керуючі сигнали У6 електронному блоку БК. Таким чином, в електронний блок БК надходить керуючий сигнал від рукоятки керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від датчиків частоти обертання ДЧО і положення тяги керування подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блока, є електричні У1...У4 на регулятори зміни робочого об'єму гідромашин і подачі палива У5. Таке виконання разом з необхідними електронними компонентами системи керування рухом DPCA дозволяє трактористу керувати як напрямком, так і швидкістю руху трактора за допомогою однієї рукоятки керування. Напруга живлення на контролер подається тільки при вимкненому вимикачі стоянкового гальма, а «маса» вмикається при вимкненому вимикачі автостопа, встановленому в сидіння тракториста.

При налаштуванні систем керування трактором контролер калібрує вихідний сигнал кожної гусениці, дозволяючи виконувати з максимальною точністю розвороти на місці, повороти при обертанні гусениць уперед і в зворотному напрямку. Наявність функції регулювання потужності має велике значення для стабілізації робочого процесу, підвищення продуктивності, а також запобігання зупинки ДВЗ.

На рис. 1,б наведено гідравлічну принципову схему аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком A6VE160 з планетарним редуктором БР моделі GFT65T2 виробництва концерну Rexroth Bosch Group, що включає:

– регулятор зміни робочого об'єму електрогідравлічного типу з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (типу EP2 з напругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

– зворотні клапани КО1 і КО2 для підведення тиску керування $p_{\text{у}}$ до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які сполучені з магістралями гідросистеми $A$ і $B$ відповідно;

– гідропристрої системи охолодження вузлів тертя гідромотора, включаючи гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску підживлення. Гідророзподільник Рп трипозиційного, трипровідного типу з пружинним поверненням в нейтральне положення, має автоматичне гідравлічне керування шляхом підведення РР під торці золотника;

– датчик частоти обертання ДЧО вала гідромотора.

Бортовий редуктор БР планетарного типу, двохступінчастий, з вбудованим гідравлічно-керованим ( $p_{\text{у.т}}$ ) багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з обертовим корпусом, на фланці якого кріпиться ведуче колесо. Робота регулятора робочого об'єму здійснюється таким чином, що РР з магістралей $A$ або $B$ постійно підводиться до штокової порожнини гідроциліндра Ц і за відсутності тиску керування $p_{\text{у}}$ шток гідроциліндра встанов-

лює блок циліндрів гідромотора на максимальний кут, відповідний максимальному робочому об’єму.

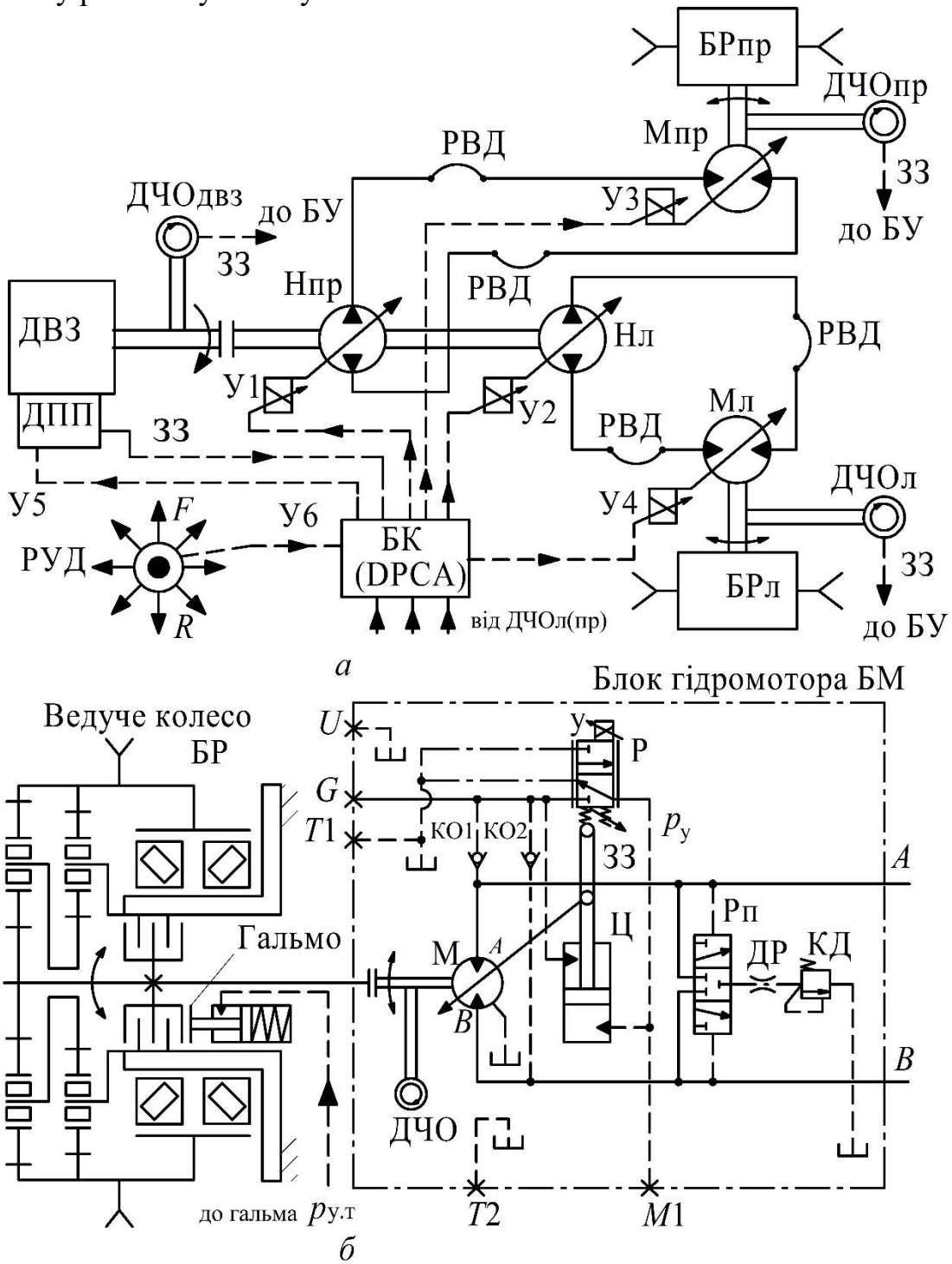



Рис. 1. Функціональна схема ОГП гусеничного ходу фірми Rexroth Bosch Group на тракторі ТС-10 (а) і гідравлічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б)

При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вниз і РР направляється в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції гідроциліндра поршень останнього зміщується уверх, що призводить до

зменшення кута нахилу блока циліндрів гідромотора і його робочого об'єму. З'єднання штока гідроциліндра Ц з торцем золотника гідророзподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку ЗЗ – забезпечення однозначної відповідності між положенням золотника і штоком гідроциліндра Ц. Електрогідравлічний пропорційний регулятор стежного типу забезпечує лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення струму керування на магніті гідророзподільника Р. Літерами $A, B, G, M1, T1, T2$ і $U$ позначені отвори, виконані в корпусі гідромотора (для сполучення з насосом, дренажу та ін.).

Аналогічний ОГП гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1$^{TM}$ є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS.

На рис. 2 приведена розрахункова схема ОГП, яка використовується для аналізу його динаміки в складі гусеничного трактора. Так як схема є бортовою, тобто кожний борт має свій ОГП з насосом та гідромотором, то розглядаємо тільки насос Н і гідромотор М, кожен з котрих має регульований робочий об'єм. Насос Н приводить в обертання гідромотор М, а останній бортовий редуктор БР гусениці. Насос та гідромотор мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки РР, які відносяться до коефіцієнту подачі для насоса і об'ємного ККД для гідромотора, а також гідродинамічні та механічні втрати, які відносяться до гідромеханічного ККД гідромашин. Позначки на схемі пояснимо при складанні рівнянь математичної моделі ОГП.

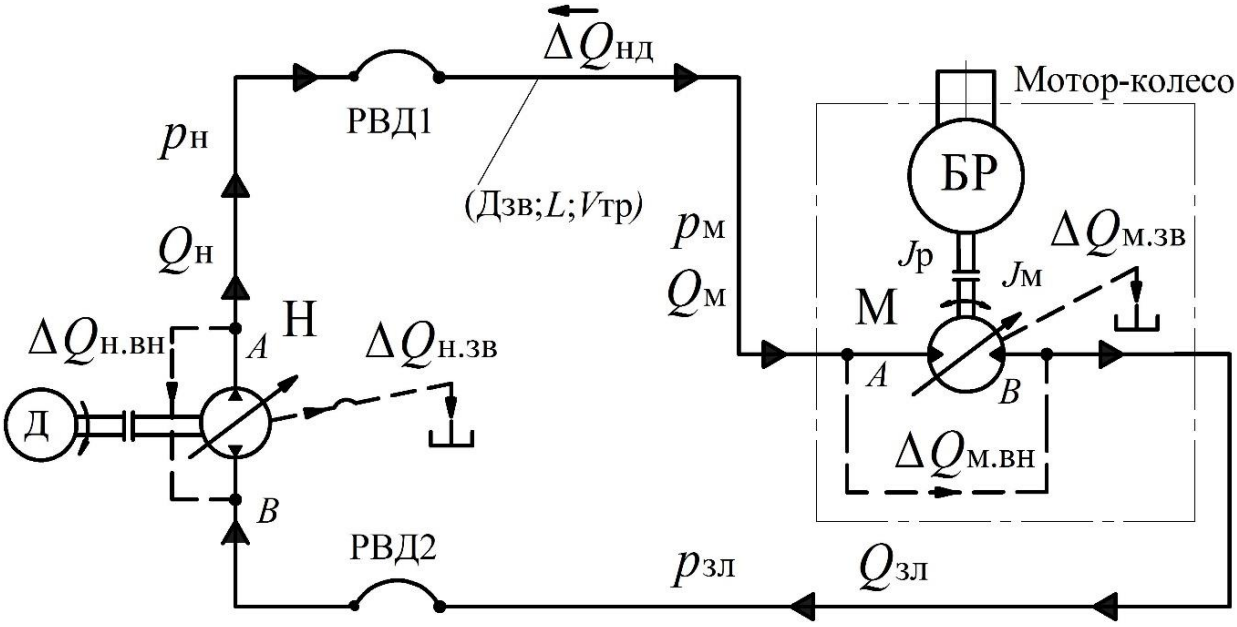



Рис. 2. Розрахункова схема ОГП одного борту трактора ТС-10

Скористаємося раніше розглянутою математичною моделлю ОГП, доповнив її введенням регульованого гідромотора. Формально ця модель також може використовувати евристичний модуль стадійного навантаження, коли робочий орган – бульдозерний відвал або розпушувач впроваджується в землю

вже після початку руху трактора. У математичній моделі робляться наступні допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями; момент інерції трактора приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

Таким чином вирази для тиску $p_{\text{м}}$ [МПа] і частоти обертання гідромотора $n_{\text{м}}$ [хв$^{-1}$] мають вигляд

$$p_{\text{м}} = \int_0^t \left[ Q_{\text{нт},e}(t) - 10^{-3} V_{\text{м},i}(t) \cdot n_{\text{м}}(t) - C_{\text{пв}} \cdot p_{\text{м}}(t) \right] \frac{E}{V_{\text{тр}}} dt, \qquad (1)$$

$$n_{\text{м}} = \int_0^t \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{J_{\text{п}}} \left[ \frac{1}{2\pi} V_{\text{м},i}(t) \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{м.гм}} - M_{\text{с}} \right] dt, \qquad (2)$$

де $Q_{\text{нт}e} = Q_{\text{нт}} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска $e$, який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \ldots \pm 1$, л/хв,

$Q_{\text{нт}} = 10^{-3} V_{\text{н}} n_{\text{н}}$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом $V_{\text{н}}$ [см$^3$] і частотою обертання приводного двигуна ДВЗ $n_{\text{н}}$[хв$^{-1}$] без урахування витоків РР, л/хв,

$V_{\text{м},i} = V_{\text{м}} \cdot i$ – поточне встановлене значення робочого об'єму гідромотора [см$^3$], пропорційне максимальному $V_{\text{м}}$ і залежноиу від параметра регулювання $i = 0{,}38 \ldots 1{,}0$,

$C_{\text{пв}}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ($C_{\text{н.зн}}$ і $C_{\text{м.зн}}$) та внутрішніх ($C_{\text{н.вн}}$ і $C_{\text{м.зн}}$) витоків РР насоса ($\Delta Q_{\text{н.зв}}$ та $\Delta Q_{\text{н.вн}}$) і гідромотора ($\Delta Q_{\text{м.зв}}$ та $\Delta Q_{\text{м.вн}}$), л/(хв.МПа),

$V_{\text{тр}}$ – об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $Д_{\text{зв}}$ [мм] та довжиною $L$[м], дм$^3$,

$E$ – модуль пружності РР, який викликає деформаційну витрату РР $\Delta Q_{\text{нд}}$, що викликана її стисливістю та об'ємом трубопроводу $V_{\text{тр}}$, МПа,

$J_{\text{п}} = J_{\text{м}} + J_{\text{р}} + J_{\text{ро}}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять $J_{\text{м}}$ – момент інерції частин гідромотора, що обертаються, $J_{\text{р}}$ – момент інерції приводної частини (редуктора) та $J_{\text{ро}}$ – момент інерції робочого органу (трактора), кг.м$^2$,

$p_{\text{н}} \approx p_{\text{м}}$ і $p_{\text{зл}}$ – тиск в лініях нагнітання насоса (гідромотора) і зливу РР до насоса, відповідно (тиск $p_{\text{зл}}$ приймається постійним), МПа,

$\eta_{\text{м.гм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора,

$M_{\text{с}}$ – момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП, змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження $M_{\text{с}}$; подача насоса $Q_{\text{нт},e}$; робочий об'єм гідромотора $V_{\text{м},i}$ і його гідромеханічний ККД ($\eta_{\text{м.гм}}$). Необхідність введення змінного значення гідромеханічного ККД обумовлена його істотним зниженням на режимах регулювання робочого об'єму гідромотора. Таке явище обумовлено двома факторами. Перш за все зазначимо, що при сталості моменту опору зниження робочого об'єму гідромотора призводить до зростання теоретичних значень перепаду тисків і частоти обертання

$$\Delta p_{\text{т}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{с}}}{V_{\text{м},i}}, \text{ МПа}; \quad n_{\text{м}} = 10^3 \frac{Q_{\text{нт},e}}{V_{\text{м},i}}, \text{ хв}^{-1}. \tag{3}$$

Зростання частоти обертання гідромотора призводить до підвищення гідродинамічних втрат і на перемішування РР в його корпусі. На зниження гідромеханічного ККД гідромотора на режимі регулювання робочого об'єму істотний вплив мають втрати потужності, пропорційні частоті обертання, до яких відносять гідродинамічні втрати, пропорційні швидкості РР по довжині і місцевих опорах і та частина механічних втрат, яка залежить від швидкості обертання – в основному це втрати на перемішування РР в корпусі. Ці втрати часто класифікують як втрати холостого ходу.

Для радіальнопоршневих і героторних гидромоторів в каталогах наводяться функціональні залежності перепаду тиску холостого ходу від частоти обертання при постійній в'язкості РР. Для аксіальнопоршневих гидромоторів такі дані, як правило, не приводять, тому важливого значення набуває інформація, отримана при стендових випробуваннях. Наприклад, втрати холостого ходу виявляються досить істотними, досягаючи 1,5...3,5 МПа при номінальній частоті обертання гідромоторів постійного робочого об'єму. Відповідно, при зменшенні робочого об'єму гідромотора варто очікувати підвищення перепаду тисків холостого ходу. Для насосів, які використовуються в замкненому ланцюзі циркуляції РР, істотними виявляються втрати в режимі нульового значення похилого диску, що досягають 12...20 кВт. Тому в першому наближенні без особливої втрати точності значення ККД і коефіцієнтів об'ємних і гідромеханичних втрат задаємо на підставі досвідчених даних для гідромашин аксіальнопоршневого типу. Безумовно, експериментальні дані по конкретних гідромашинах дозволять уточнити результати справжніх досліджень, не впливаючи на загальний характер процесів.

З метою охоплення всіх режимів роботи ОГП, включаючи пусковий, технологічний, прискореного транспортного руху і зупинки, і врахування низки вищенаведених параметрів, що задаються, скористаємося блоками «VisSimmap», які дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні

оптимальних режимів роботи ОГП блоки «map» дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі.

Для оцінки динамічних навантажень важливу роль має коректне завдання моменту інерції. Так як визначення моменту інерції трактора є самостійною задачею, то в першому наближенні задаємося моментом інерції, виходячи з відомих значення моменту інерції багатоходового гідромотора CBm6000, який має масу 7500 кг і момент інерції обертових частин 593 кг.м$^2$. Так як маса трактора ТС-10 з обладнанням становить близько 17 т, а дослідженню підлягає ОГП одного борту, то приймаємо момент інерції ОГП в 600 кг.м$^2$. У міру отримання фактичних значень математична модель може бути уточнена.

Для гідромоторів ОГП трактора виробником встановлені максимальна частота обертання 3100 хв$^{-1}$ при робочому об'ємі 160 см$^3$ ($V_{g\ \max}$) і до 4900 хв$^{-1}$ при робочому об'ємі 61 см$^3$ ($V_{g\ x}$), а при нульовому значенні робочого об'єму до 5500 хв$^{-1}$. Гідромотори призначені для роботи на номінальному тиску до 40 МПа і максимальному до 45 МПа. При цьому максимальний тиск обмежений в часі 10 секундами при одноразовому впливі і не більше 300 годин загального напрацювання.

При використанні пакету VisSim приймався метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001\,\text{с}$.

На рис. 3 наведені режими роботи ОГП, що задаються за допомогою блоків VisSim-map, включаючи момент опору $M_{\text{с}}$, подачу (витрату) насоса $Q_{\text{нт},e}$, робочий об'єм гідромотора $V_{\text{м},i}$ і гідромеханічний ККД гідромотора КПДм.гм ($\eta_{\text{м.гм}}$). Момент опору носить скачковий характер, що зумовлено режимом зрушування трактора з місця. На ділянці протяжністю в 10 с момент опору відповідає технологічному режиму роботи трактора з бульдозером або розпушувачем. На ділянці 10…13 с момент опору знижується відповідно до дорожніх умов при транспортному режимі руху трактора. Залежність $M_{\text{с}}$ є постійною для всіх інших змінних параметрів. Подача насоса $Q_{\text{нт},e}$ показана суцільною лінією, яка близька до оптимальної, так як мінімізує скачки тиску при зрушуванні трактора з місця і зупинці. Відхилення подачі на цих режимах від оптимальної показано пунктирними лініями. Також пунктиром показано відхилення робочого об'єму гідромотора $V_{\text{м},i}$ від оптимального при його зміні.

Гідромеханічний ККД гідромотора КПД м.гм носить змінний характер, що обумовлено підвищеними втратами на механічне тертя при зрушуванні і барботажними на перемішування РР на високих частотах обертання за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора.

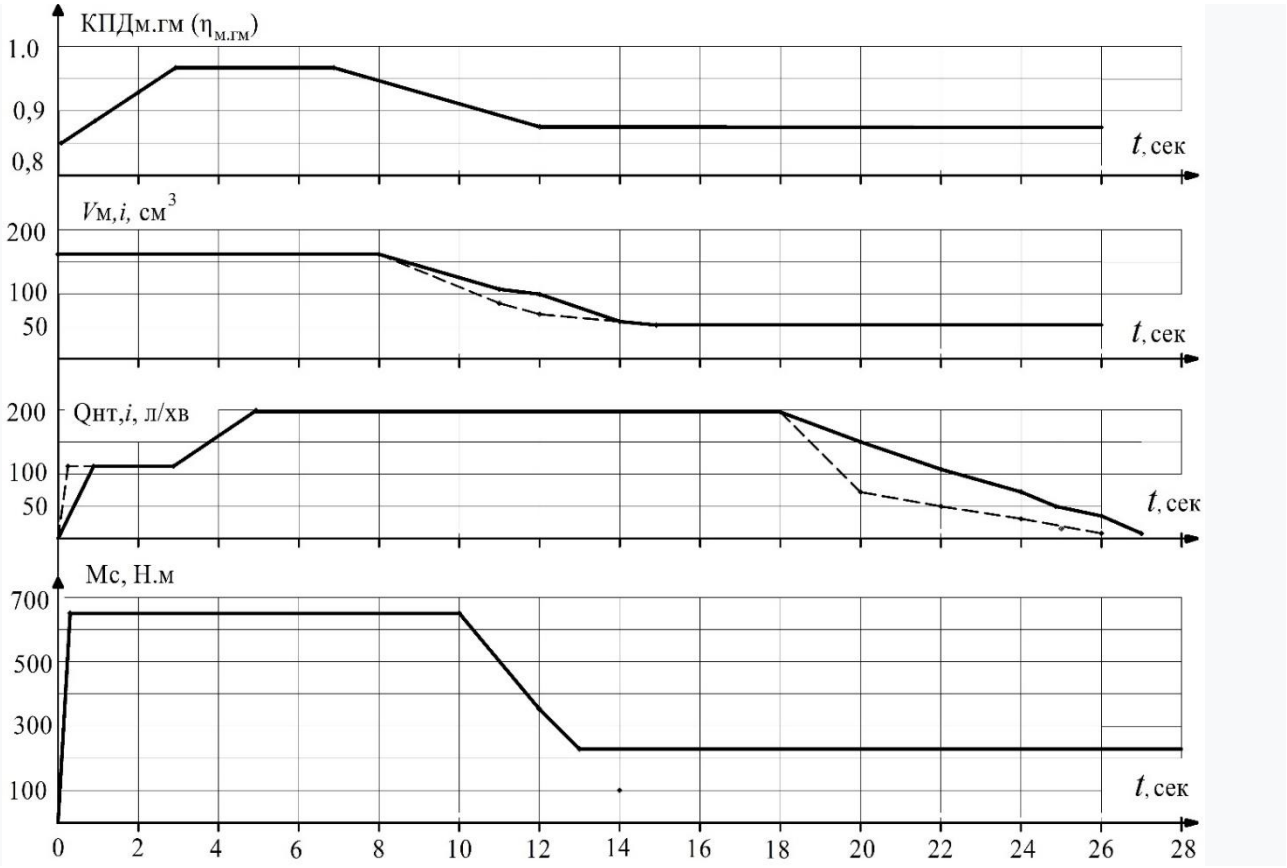



Рис. 3. Режими роботи ОГП, які задані за допомогою блоку VisSim-map

На рис. 4 і 5 наведені осцилограми динамічних процесів ОГП одного борту трактора ТС-10 (зліва направо і зверху вниз): частоти обертання гідромотора «nм»; швидкості трактора «Vтракт»; перепаду тисків «дельта рм»; подачі насоса «Qн», моменту опору «Мс» і вихідної потужності гідромотора «Рм».

Трактор при максимальному моменті опору за період 8 с має дві ступені швидкості в 2 км/год і 3,2 км/год за рахунок збільшення подачі насоса до 116 л/хв і 192 л/хв, відповідно. Подальше зростання швидкості до 9,7 км/год забезпечується шляхом зменшення робочого об'єму гідромотора зі 160 $см^3$ до 53 $см^3$. Рух з максимальною швидкістю завершується до 18 секунди. Далі шляхом зменшення подачі насоса швидкість трактора знижується аж до його зупинки. Відзначимо, що режим максимальної швидкості трактора досягається не шляхом нарощування потужності приводного ДВЗ насоса, а за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора. Такий режим характеризується високою паливною економічністю трактора і його називають режимом з постійною потужністю.

Розглянемо два можливих експлуатаційних режимів трактора, умовно віднісши їх до не оптимального, при якому мають місце підвищені скачки тиску, і оптимального, при якому забезпечуються мінімальні скачки тиску і не виникає кавітація РР.

1. Не оптимальні режими роботи ОГП трактора (рис. 4):

1.1. При інтенсивному зростанні подачі насоса при зрушуванні трактора з місця (подача зростає до 116 л/хв за 0,3 с) тиск зростає до 43 МПа при сталому (робочому) 26 МПа;

1.2. При інтенсивному зниженні робочого об'єму гідромотора в інтервалі 8...12 с має місце стрибок тиску до 47 МПа;

1.3. При інтенсивному зниженні подачі насоса на режимі зупинки трактора (в інтервалі 18... 20 с) тиск падає нижче атмосферного, що призводить до кавітації в ОГП;

1.4. Максимальна вихідна потужність ОГП досягає 115 кВт.

2. Оптимальні режими роботи ОГП (рис. 5) забезпечують:

2.1. При зрушуванні з місця тиск в ОГП не перевищує 31 МПа при сталому значенні 26 МПа;

2.2. На режимі регулювання робочого об'єму насоса тиск підвищився до 29 МПа, що суттєво нижче, ніж на режимі 1.2 (47 МПа);

2.3. При гальмуванні трактора, тобто при зменшенні подачі насоса, тиск в ОГП знижується не менше чим до значення 2,9 МПа, що навіть вище нормального значення тиску підживлення в замкненому ланцюзі циркуляції РР;

2.4. Максимальна потужність ОГП не перевищує 89 кВт.

Таким чином, призначення оптимальних режимів зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища в ОГП при його зупинці.

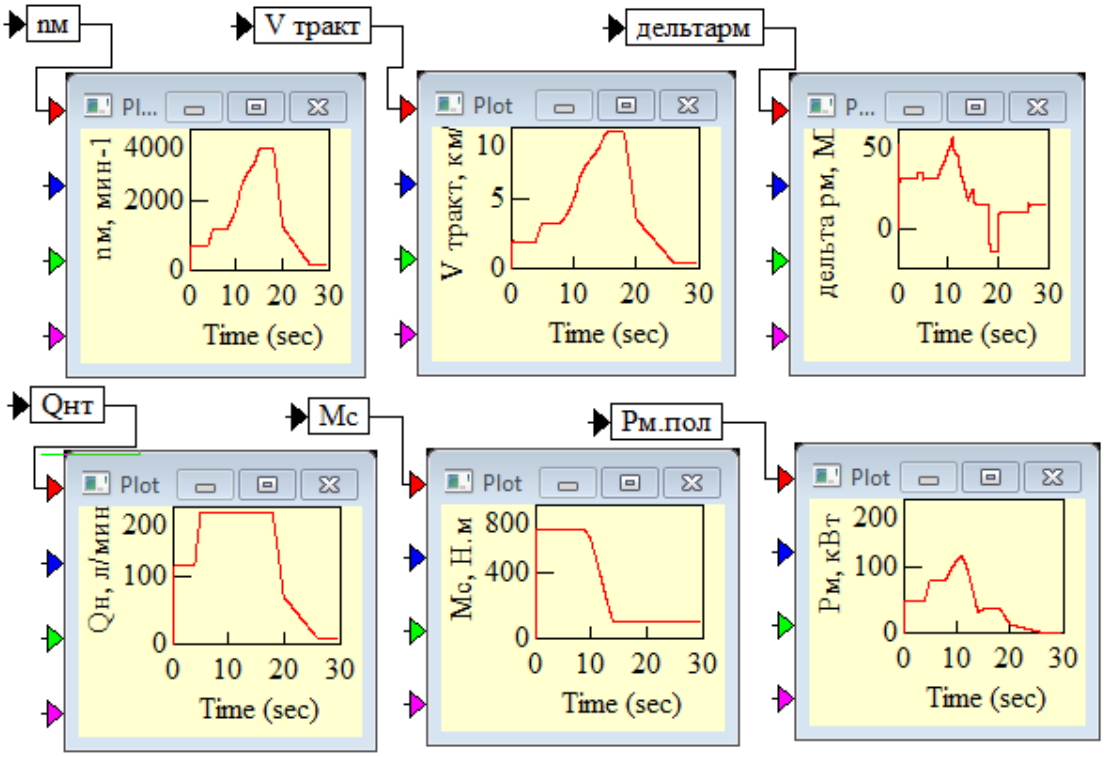



Рис. 4. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що призводять до стрибків тиску і кавітації

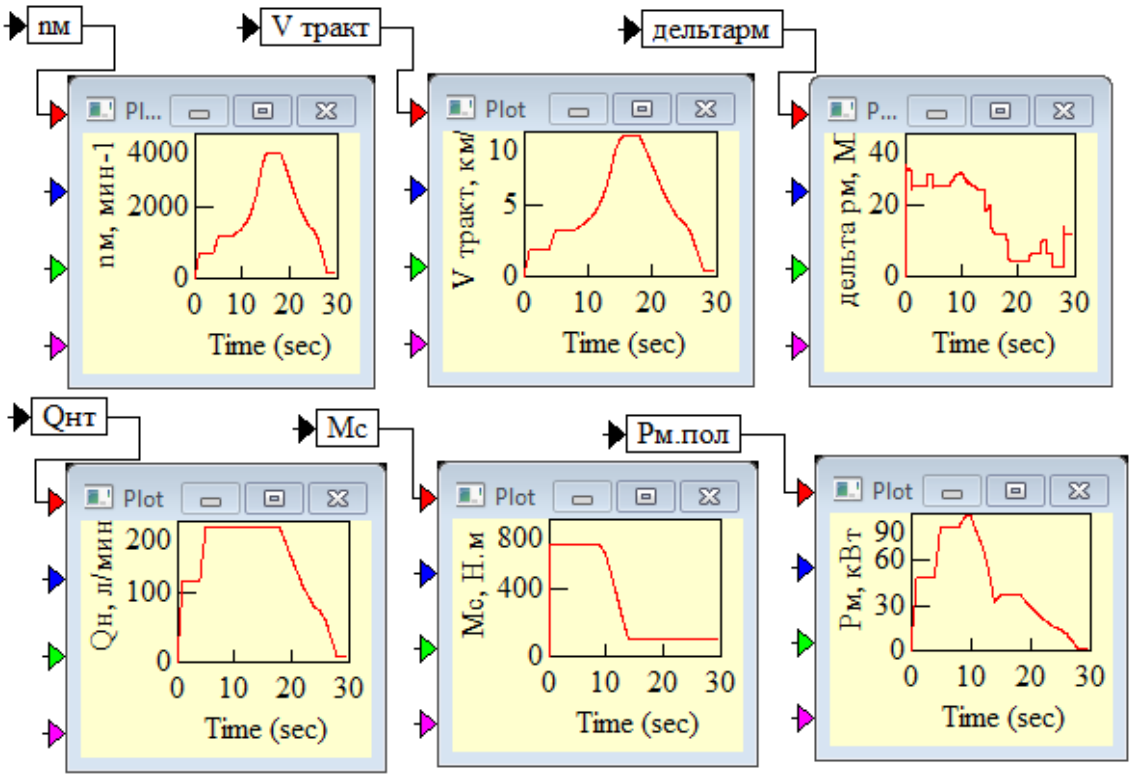



Рис. 5. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що забезпечують мінімальні скачки тиску і відсутність кавітації

Висновки

1. Завдання циклів навантаження об'ємного гідропривода гусеничного трактора на режимах зрушування, розгону, транспортної швидкості і зупинки при багатофакторному обліку змінних параметрів є зручною основою для моделювання динаміки з використанням блоку map пакета VisSim.

2. Основними факторами, що впливають на динаміку гідропривода трактора і виявляються стрибками тиску істотно вище номінального значення, є інтенсивність зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора.

3. Призначення оптимальних режимів роботи гідропривода дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища при зупинці трактора.

## 2. Динаміка об'ємного гідропривода пересування комунальної прибиральної машини (КПБМ)

1. Вихідні дані для розрахунку ОГП пересування КПБМ:

1.1. Колісна формула (загальна кількість коліс $z = 4$);

1.2. Кількість ведучих коліс (мотор-коліс) $z = 4$;

1.3. Максимальна вага машини $GVW = 18620$ Н (маса – 1900 кг);

1.4. Максимальна вага, яка припадає на одне провідне колесо, $W$ = 4655 Н;

1.5. Радіус колеса по шині $r$ = 0,406 м (або 16");

1.6. Необхідне прискорення $v_{макс} / t$ [м/с$^2$] – розгін до заданої максимальної швидкості $v_{макс}$ = 32 км/год за час $t$ = 12 с;

1.7. Максимальний ухил $GR$ = 20%;

1.8. Характеристика покриття – асфальт нерівний ( $f_{RR}$ = 22);

1.9. Передавальне відношення між гідромотором і ведучим колесом $i$ = 1 (безредукторний привод).

1.10. Частота обертання приводного двигуна насоса $n_{дв}$ = 2100 хв$^{-1}$;

1.11. Гідропривод пересування КПБМ має замкнений п'ятимашинний ланцюг циркуляції РР – один аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом та чотири героторних гідромотора з постійним робочим об'ємом.

На рис. 1 приведена гідравлічна принципова схема пересування КПБМ з аксіальнопоршневим насосом ВАТ «Гідросила» (м. Кропівницький) в з гідромеханічною (мускульною) системою керування МН та чотирма героторними гідромотор-колесами. До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та керування Нп, клапан тиску КПп, клапани запобіжні КП1 і КП2, зворотні (антікавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування. Чотирі блоки героторних гідромоторів БМё…БМ4 з постійним робочим об'ємом містять гідромотори М1…М4 та «промивні» гідророзподільникі Рп1…Рп4, та клапани тиску КД1…КД4 Блоки насоса і гідромоторів з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2.

На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакуумметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказано напрямок течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут ± 30$^o$. Як більш прогресивний варіант на цьому рисунку також зображений пропорційний гідророзподільник Р1 з двома редукційними клапанами КР1 та КР2 с електромагнітним керуванням, що забезпечую регулювання швидкості КПБМ за допомогою електронного джойстика.

Насоси можуть комплектуватися регулятором граничного тиску D для зниження подачі до мінімального значення при досягненні регулятором значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни «регулятор» або «компенсатор тиску» («pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск у гідросистемі не досяг налаштування пружин золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотники знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхемі. При цьому тиск керування від насоса підживлення Нп надходить до гідророзподільників Р2 і Р3, і через дросель ДР1 до Р1. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується вправо

і живлення від насоса підживлення до гідророзподільника Р3 і Р1 не надходить. Відсутність тиску керування в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи подачу до нульового значення. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується вправо і сполучає лінію керування гідро-розподільника Р1 з баком Б, що також призводить до зниження подачі насоса Н.

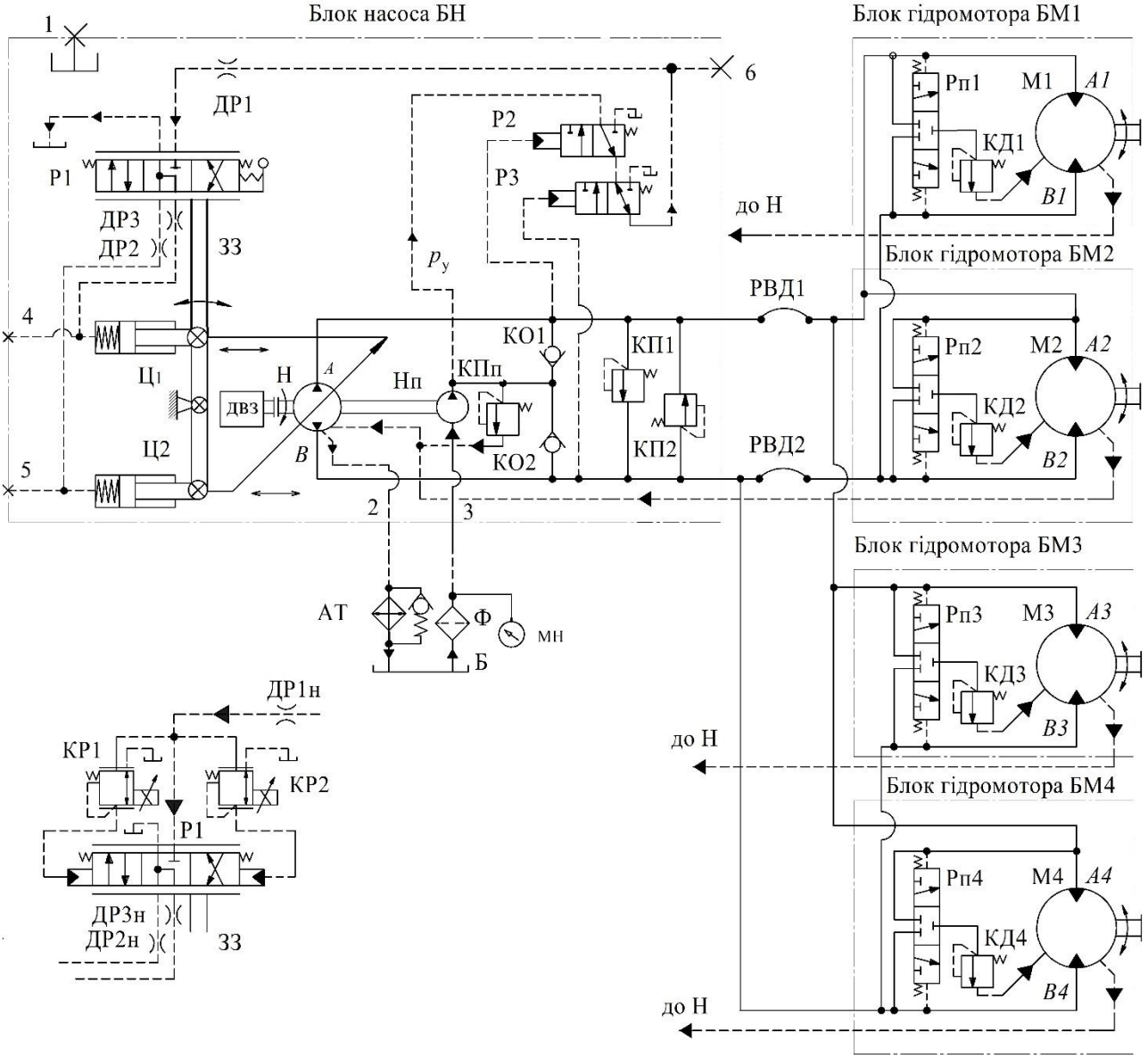



Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ОГП з насосом «Гідросила» з гідромеханічною системою керування МН і регулятором граничного тиску та чотирма героторними гідромоторами пересування КПБМ

За результатами статичних розрахунків отримані:

1) Робочий об'єм гідромоторів складає $V_м^* = 200$ см$^3$ (фактично складає 201,4 см$^3$)

за каталогом фірми M+S HYDRAVLICA (гідромотор моделі MT200);

2) Максимальна частота обертання гідромоторів $n_{макс} = 209$ хв$^{-1}$;

3) Подача насоса (теоретична) для чотирьох гідромоторів складає $Q_{нт} = 186{,}62$ л/хв. Обраний аксіальнопоршневий регульований насос НП112 виробництва ОАО «Гідросила» (фактично складає 110,8 см$^3$);

4) Крутний момент чотирьох гідромоторів $M_м = 2249$ Н.м;

5) ККД ОГП КПБМ складає $\eta_{огп} = 70$ % ;

6) Оливаохолоджувач повинен відводити тепла не менш ніж $\Delta P_{маш} = 14$ кВт;

7) Ємність гідробака складає $V = 40$ дм$^3$ (з конструктивних поглядів);

8) Визначені діаметри гідропроводів: $d_н = 32$ мм, $d_{зл} = 16$ мм і $d_{вс} = 25$ мм;

9) Потужність приводного двигуна насоса гідропривода повинна бути не менш ніж $P_{дв} = 91$ кВт;

На рис. 2 приведена розрахункова схема об'ємного гідропривода, яка буде використовувана для аналізу його динаміки в складі пересування КПБМ. Гідромотори героторного типу М1…М4 умовно показані як один загальний і приводяться в обертання від подачі РР від насосу Н (аксіальнопоршневого з регульованим робочим об'ємом). Гідромотори приводять в обертання усі чотири колеса КПБМ. Насоси та гідромотори мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки РР, які відносяться до коефіцієнту подачі для насоса і об'ємного ККД для гідромоторів, а також гідродинамічні та механічні втрати, які відносяться до гідромеханічного ККД гідромашин. При розгляданні математичної моделі для спрощення вводимо еквівалентний робочий об'єм гідромотора, якій дорівнює робочим об'ємам чотирьох гідромоторів, та також сумуємо витрати РР з цих гідромоторів і моменти інерції. Позначки на схемі будуть пояснюватись при складанні математичної моделі ОГП.

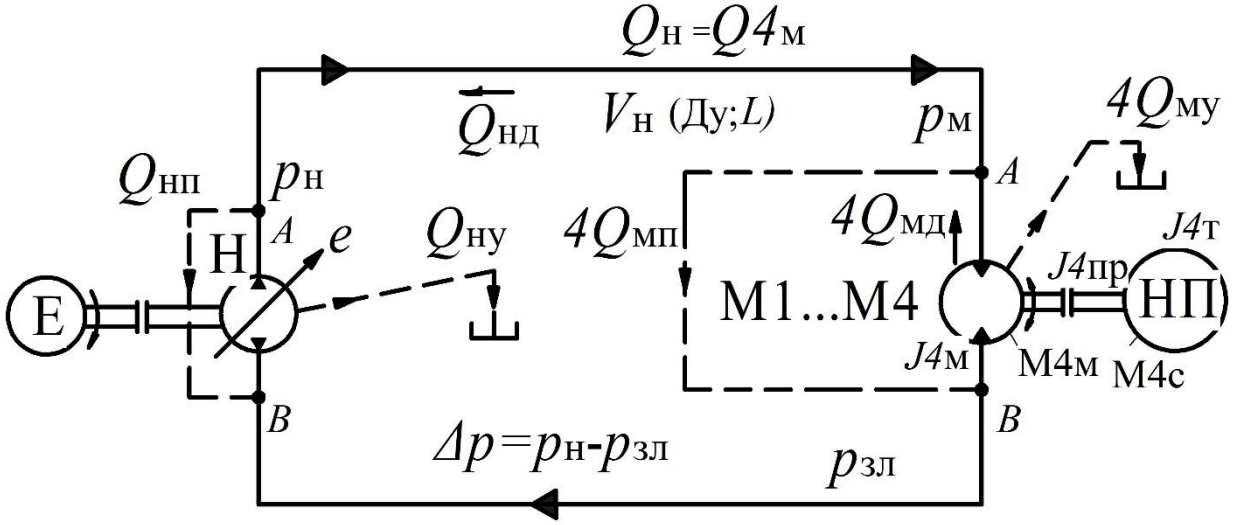



Рис. 2. Розрахункова схема гідропривода пересування КПБМ для аналізу його динаміки

За результатами проведених статичних розрахунків гідропривода складемо математичну модель зміни динамічних характеристик гідромотора - частоти обертання і тиску в режимі розгону від часу. Скористаємося рекомендаціями по побудові математичної моделі з урахуванням ОГП із замкнутим ланцюгом циркуляції РР. У математичній моделі робляться наступні допущення:
- модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями;
- момент інерції приймається постійним;
- хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані досить короткими рукавами високого тиску);
- тиск на виході гідромотора (на зливі) дорівнює тиску, що розвивається насосом підживлення, і приймається постійним;
- ККД гідромотора і насоса приймаються постійними.

Витрата насоса з урахуванням залежності її складових від часу визначається з вираження

$$Q_{н1}(t) = Q_{нг}(t) - Q_{нп}(t) - Q_{нд}(t), \qquad (1)$$

де $Q_{нг} = W_н \omega_н$ - геометричне витрата насоса без урахування витоків РР, а параметр $t$ для спрощення запису для даного і подальшого виразів опускаємо;

$W_н = \dfrac{V_{рн}}{2\pi}$ – характерний об'єм насоса з робочим об'ємом $V_{рн}$, см$^3$/рад,

$$V_{рн} = 2\pi \cdot W_н, \text{ см}^3, \qquad (2)$$

$Q_{нп} = C_{нп}(p_н + p_{сл})$ – витоки і перетоки в насосі, см$^3$/с;

$p_н$ і $p_{сл}$ – тиск в лініях нагнітання і зливу (підживлення), відповідно, МПа;

$C_{нп}$ – коефіцієнт витоків РР в насосі, см$^3$/с.МПа;

$Q_{нд} = \dfrac{V_{н1}}{E}\dfrac{dp_н}{dt}$ – деформаційна витрата, викликана стисливістю РР, см$^3$/с;

$V_{н1}$ – об'єм РР в нагнітальній порожнині насоса, см$^3$;

$\omega_н$ – частота обертання насос (кутова швидкість), с$^{-1}$.

Витрату гідромотора визначають з виразу

$$Q_{4м} = Q_{мг} + Q_{нп} - Q_{мд}, \qquad (3)$$

де $Q_{4м} = W_м \omega_м$ – теоретична витрата чотирьох гідромоторів, см$^3$/с;

$\omega_н$ - частота обертання гідромоторів (углова швидкість), с$^{-1}$;

$Q_{\text{мп}} = C_{\text{мп}}(p_{\text{н}} + p_{\text{зл}})$ – витрата, викликана перетоками в гідромоторах;

$C_{\text{мп}}$ – коэфіцієнт витоків РР в гідромоторах, см$^3$/с.МПа;

$Q_{\text{мд}} = \dfrac{V_{\text{м1}}}{E}\dfrac{dp_{\text{н}}}{dt}$ – деформаційна витрата, см$^3$/с;

$W_{\text{м}} = \dfrac{V_{\text{рм}}}{2\pi}$ – характерний об'єм гідромотора (кожного з чотирьох), см$^3$/рад;

$V_{\text{рм}}$ – робочий об'єм гідромотора, еквівалентний чотирьом гідромоторам, як вказано раніше, см$^3$

$$V_{\text{рм}} = 2\pi \cdot W_{\text{м}}\text{, см}^3, \tag{4}$$

Рівняння нерозривності має вид

$$Q_{\text{н}} = Q4_{\text{м}}\,. \tag{5}$$

Після перетворень та з урахуванням для спрощення запису $q_{\text{м}} = q4_{\text{м}}$ маємо такий вираз

$$\begin{aligned}
&Q_{\text{н}} = Q_{\text{нг}} - Q_{\text{нп}} - Q_{\text{нд}};\ Q_{\text{м}} = Q_{\text{мг}} + Q_{\text{мп}} + Q_{\text{мд}};\ Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}};\\
&Q_{\text{мд}} = Q_{\text{м}} - Q_{\text{мг}} - Q_{\text{мп}};\\
&Q_{\text{нд}} = Q_{\text{нг}} - Q_{\text{нп}} - Q_{\text{н}} = Q_{\text{нг}} - Q_{\text{нп}} - Q_{\text{мг}} - Q_{\text{мп}} - Q_{\text{мд}};\\
&Q_{\text{нд}} + Q_{\text{мд}} = Q_{\text{нг}} - Q_{\text{нп}} - Q_{\text{мг}} - Q_{\text{мп}}.
\end{aligned} \tag{6}$$

Представимо суму деформаційних витрат насоса і гідромотора у виді

$$Q_{\text{нд}} + Q_{\text{мд}} = \frac{dp_{\text{н}}}{dt}\frac{V_{\text{н}}}{E} + \frac{dp_{\text{н}}}{dt}\frac{V_{\text{м}}}{E} = \frac{dp_{\text{н}}}{dt}\left(\frac{V_{\text{н}}}{E} + \frac{V_{\text{м}}}{E}\right). \tag{7}$$

Після підстановки відповідних значень витрат отримаємо розрахункову формулу для обчислення тиску в лінії нагнітання

$$\begin{aligned}
&\frac{dp_{\text{н}}}{dt}\left(\frac{V_{\text{н1}}}{E} + \frac{V_{\text{м1}}}{E}\right) = W_{\text{н}}\omega_{\text{н}} - C_{\text{нп}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) - W_{\text{м}}\omega_{\text{м}} - C_{\text{мп}}(p_{\text{н}} + p_{\text{зл}}),\\
&p_{\text{н}} = \int_o^t \frac{E}{V_{\text{н1}} + V_{\text{м1}}} \cdot \left[W_{\text{н}}\omega_{\text{н}} - W_{\text{м}}\omega_{\text{м}} - C_{\text{нп}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) - C_{\text{мп}}(p_{\text{н}} + p_{\text{зл}})\right]\, dt.
\end{aligned} \tag{8}$$

В більш влучній формі запису розмірностей маємо

$$p_{\text{м}} = \int_0^t \left[ Q_{\text{н}}(t) - 10^{-3} V_{\text{м}}(t) \cdot n_{\text{м}}(t) - C_{\text{пв}} \cdot p_{\text{м}}(t) \right] \frac{E}{V_{\text{тр}}} dt \,, \tag{9}$$

де $Q_{\text{н}}$ – [л/хв], $n_{\text{м}}$ [хв$^{-1}$]; $C_{\text{пв}}$ [л/хв.МПа]; $V_{\text{тр}}$ [дм$^3$].

Для розрахунку частоти обертання та характеру її зміни запишемо рівняння моментів гідромотора

$$M_{\text{м}} - M_{\text{с}} = J_{\sum} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt}, \tag{10}$$

де $M_{\text{м}} = M_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{мгм}} = W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{мгм}}$ – крутний момент чотирьох гідромоторів;

$M_{\text{мт}} = W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}})$ – теоретичний крутний момент, Н.м;

$M_{\text{с}}$ – момент опору, Н.м;

$J_{\sum} = J_{\text{р}} + J_{\text{б}} + J_{\text{т}}$ – сумарнй момент інерції, приведений до валу умовного гідромотора М1…М4;

$J_{\text{р}}$ – момент інерции частин гідромотора, що обертаються, Н.м,с$^2$/рад$^2$;

$J_{\text{б}}$ – момент інерції приводної частини (редукторів), Н.м,с$^2$/рад$^2$;

$J_{\text{т}}$ – момент інерції робочого органу (зовнішнього навантаження), Н.м,с$^2$/рад$^2$;

$\eta_{\text{мгм}}$ – гідромеханічний ККД гідромоторів.

Після перетворювань

$$\begin{aligned} &M_{\text{м}} - M_{\text{с}} = J_{\sum} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt}, \\ &M_{\text{м}} = M_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{мгм}} = W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{мгм}}, \\ &W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{мгм}} - M_{\text{с}} = J_{\sum} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt}, \end{aligned} \tag{11}$$

одержимо вираз для розрахунку частоти обертання гідромотора

$$\begin{aligned} &W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{мгм}} - M_{\text{с}} = J_{\sum} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} \\ &\omega_{\text{м}} = \int_0^t \frac{1}{J_{\sum}} \left[ W_{\text{м}}(p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{мгм}} - M_{\text{с}} \right] dt. \end{aligned} \tag{12}$$

В більш влучній формі запису розмірностей маємо

$$n_{\text{м}} = \int_0^t \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{J_{\Sigma}} \left[ \frac{1}{2\pi} V_{\text{м}}(t) \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{м.гм}} - M_{\text{с}} \right] dt, \tag{13}$$

де $J_{\Sigma}$ [ кг.м$^2$]; $V_{\text{м}}$ [см$^3$]; $p_{\text{н}}$ *і* $p_{\text{зл}}$ [МПа]; $M_{\text{с}}$ [Н.м].

Отримаємо формули для розрахунку коефіцієнтів витоків через значення коефіцієнта витрати насоса

$$\begin{aligned} &\eta_{\text{но}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{нт}}} = \frac{Q_{\text{нт}} - \Delta Q_{\text{н.уп}}}{Q_{\text{нт}}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{н.уп}}}{Q_{\text{нт}}}; \;\; \Delta Q_{\text{н.уп}} = Q_{\text{нт}}(1 - \eta_{\text{но}}); \\ &C_{\text{н.уп}} = \frac{\Delta Q_{\text{н.уп}}}{p_{\text{н}} + p_{\text{зл}}} = \frac{Q_{\text{нт}}(1 - \eta_{\text{но}})}{p_{\text{н}} + p_{\text{зл}}}. \end{aligned} \tag{14}$$

і об’ємного ККД гідромотора

$$\begin{aligned} &\eta_{\text{мо}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{м}} + \Delta Q_{\text{м.уп}}}; \;\; \eta_{\text{мо}} \cdot Q_{\text{м}} + \eta_{\text{мо}} \cdot \Delta Q_{\text{м.уп}} = Q_{\text{м}}; \\ &\Delta Q_{\text{м.уп}} = Q_{\text{м}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{мо}}} - 1 \right); \;\; C_{\text{м.уп}} = \frac{\Delta Q_{\text{м.уп}}}{p_{\text{н}} + p_{\text{зл}}}. \end{aligned} \tag{15}$$

Для спрощення подальших записів приймаємо також $p_{\text{зл}} = 0$.

На рис. 3…7 приведені початкові дані для розрахунку динаміки ОГП КПБМ та обчислювальні блоки тиску, частоти обертання гідромоторів, корисної потужності та витоків РР в насосі та гідромоторах, відповідно.

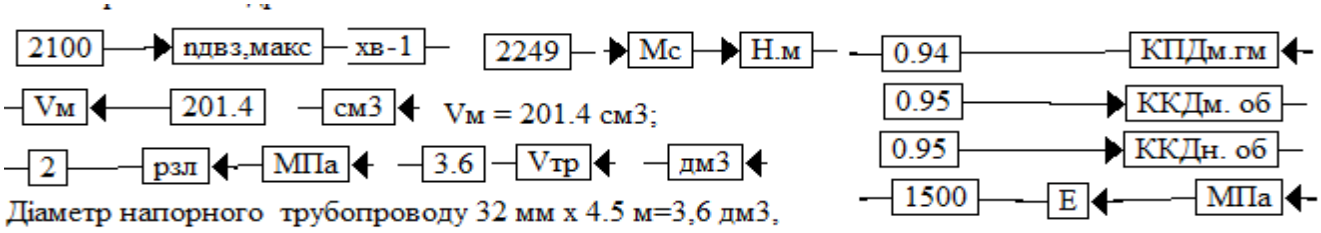



Рис. 3. Вихідні дані для розрахунку динаміки ОГП КПБМ

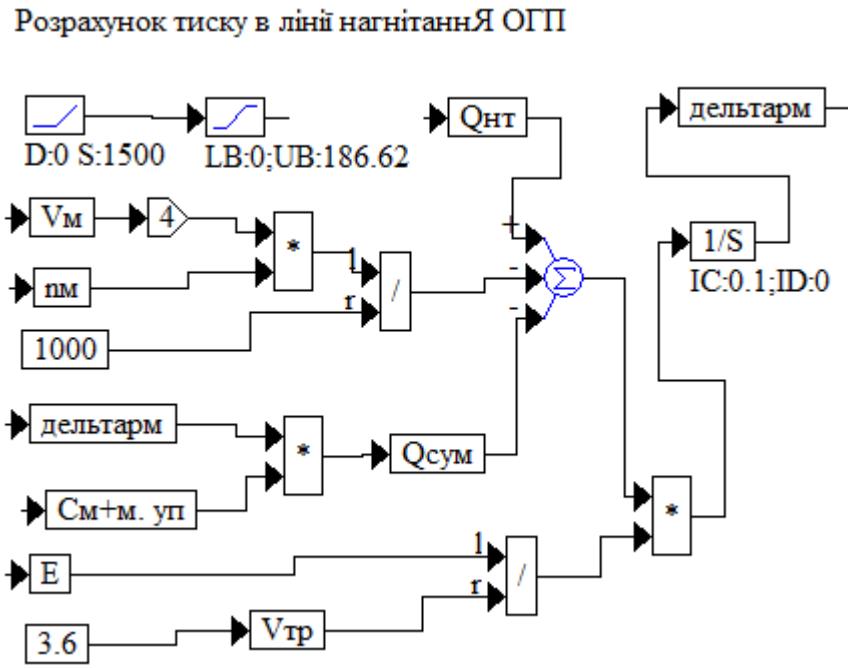



Рис. 4. Розрахунковий блок для визначення тиску в ОГП КПБМ

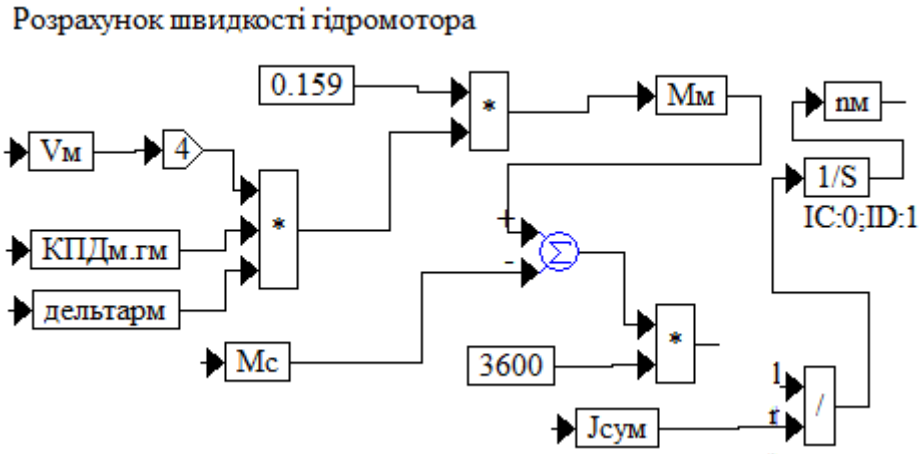



Рис. 5. Розрахунковий блок для визначення тиску в ОГП КПБМ

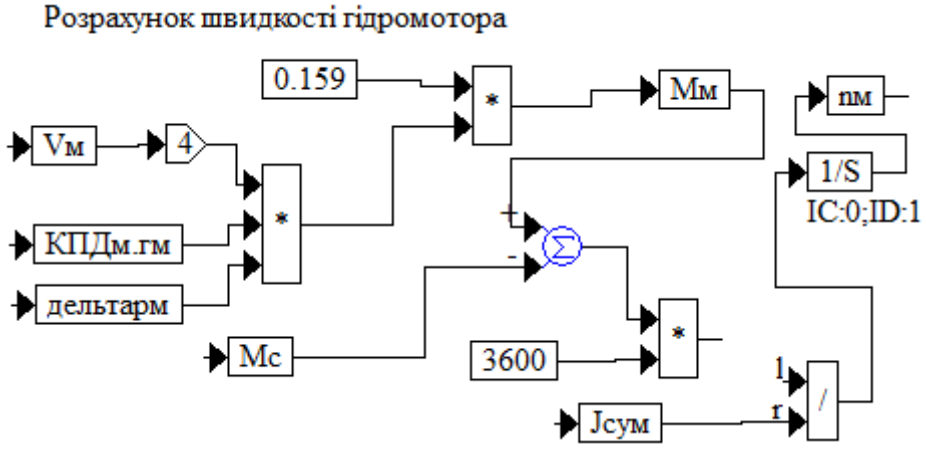



Рис. 6. Розрахунковий блок для визначення частоти обертання гідромоторів-коліс ОГП КПБМ

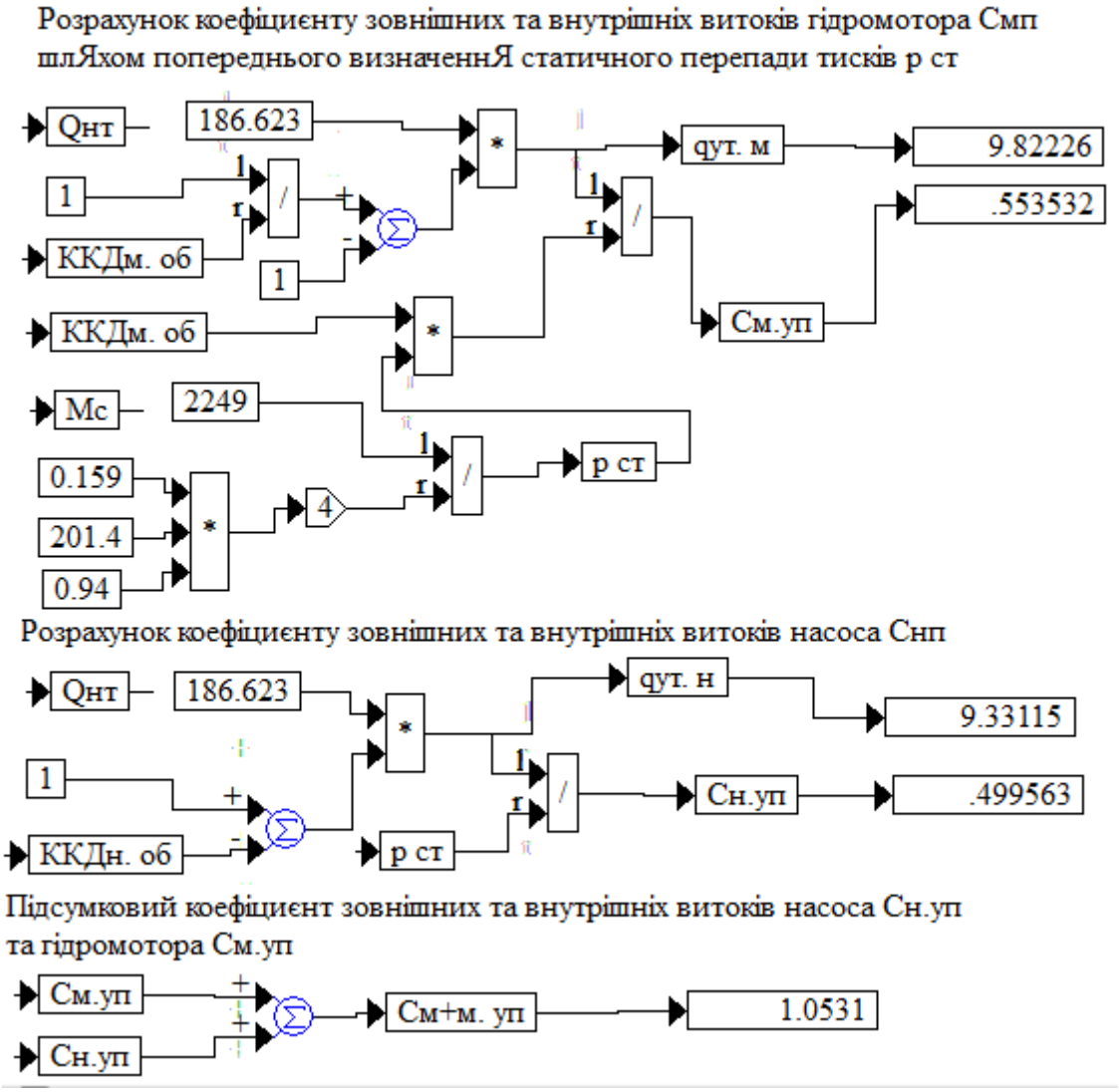



Рис. 7. Розрахунковий блок для визначення витоків та коефіцієнтів витоків з насоса та гідромоторів ОГП КПБМ

На рис. 8 представлені осцилограми роботи ОГП ходу КПБМ з завданням подачі насоса та навантаження гідромоторів за допомогою блока «map». Перший етап пересування КПБМ від 0 до 5 с відноситься до її розгону до максимальної швидкості в 32 км/год, що відповідає частоті обертання гідромоторів в 210 хв$^{-1}$, а крутний момент зовнішнього навантаження зростає практично стрибком також до максимального значення в 2249 Н.м. На етапі від 7 до 9 с КПБМ рухається з робочою (технологічною) швидкістю і вже з 9-ої секунді навантаження зростає за рахунок притиснення щіток до асфальту. Після завершення вбирання щітки піднімаються і момент зовнішнього навантаження знижується, а за рахунок зменшення подачи насоса на етапі з 15 до 17 секунди КПБМ зупиняється. На цьому рисунку задаються параметри подачи (витрати) насоса та зовнішнього навантаження на КПБМ, а частота обертання гідромоторів, тиск в ОГП та його вихідна потужність розраховуються за допомогою програми «VisSim».

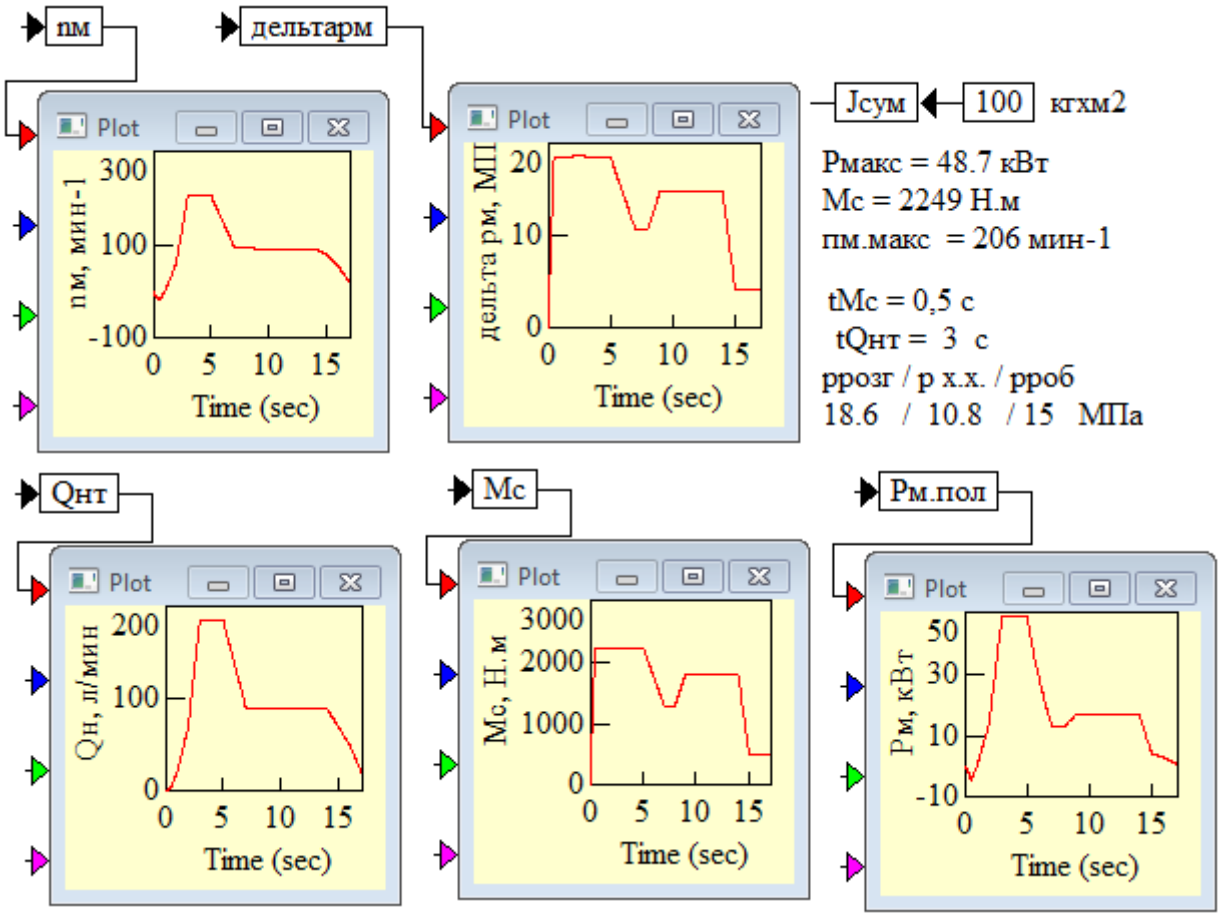



Рис. 8. Повний цикл роботи пересування КПБМ с заданням подачи насоса та навантаження на гідромотори від часу за допомогою блоку «map»

На рис. 9 приведені осцилограми пуску гідромоторів ОГП КПБМ при мінімальному часі навантаження в 0,001 с та витрати насоса в 0,01 с. Коливання частота обертання гідромоторів незначні, а тиску суттєві, майже 34 МПа, що перевищує максимальне допустиме (30 МПа) для даної моделі гідромотора МТ200. При підвищенні часу зростання витрати на порядок (рис. 10), тобто до 0,1 с, коливання тиску зменшуються до 27 МПа. Слідує відмітити, що подальше збільшення часу виходу насоса на максимальну витрату (подачу) не суттєво впливає на максимальне значення тиску при пуску ОГП КПБМ.

При зменшенні модуля пружності РР до Е = 500 МПа максимальний в ОГП в період пуску зростає до 38 МПа (рис. 11), тобто на 4,4 МПа більше, ніж при нормальному для експлуатації ОГП значенні в Е = 1500 МПа (див. рисунок 4.8). Таким чином, підготовка ОГП до експлуатації повинна супроводжуватися ретельним очищенням РР від бульбашок нерозчиненого повітря. На рис. 12 приведена залежність максимального тиску в ОГП ходу КПБМ при зрушуванні залежно від модуля пружності РР в інтервалі Е = 500…1500 МПа.

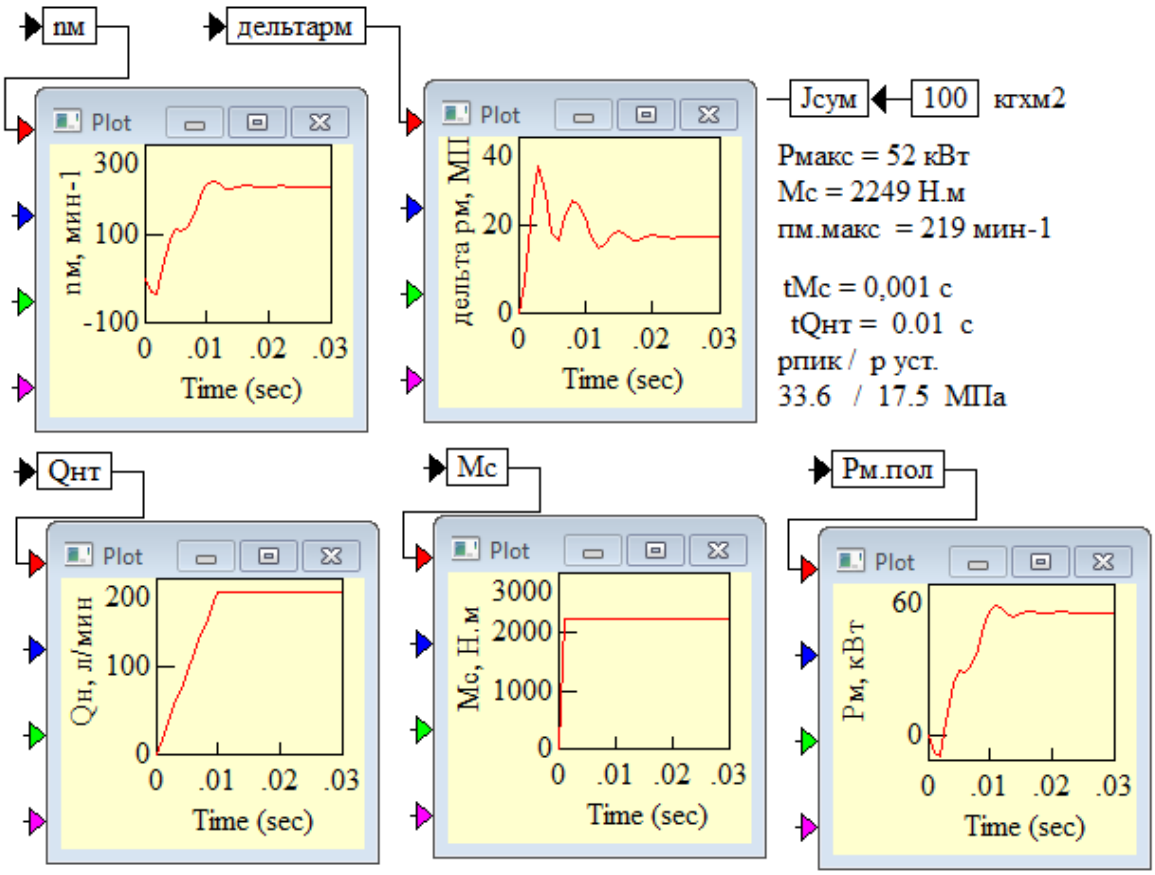



Рис. 9. Залежність частоти обертання гідромотора та тиску в ОГП при постійному значенні виходу на максимальний крутний момент 2249 Н.м за 0,001 с і при часі виходу на максимальну витрату 186,6 л/хв за 0,01 с. Е = 1500 МПа

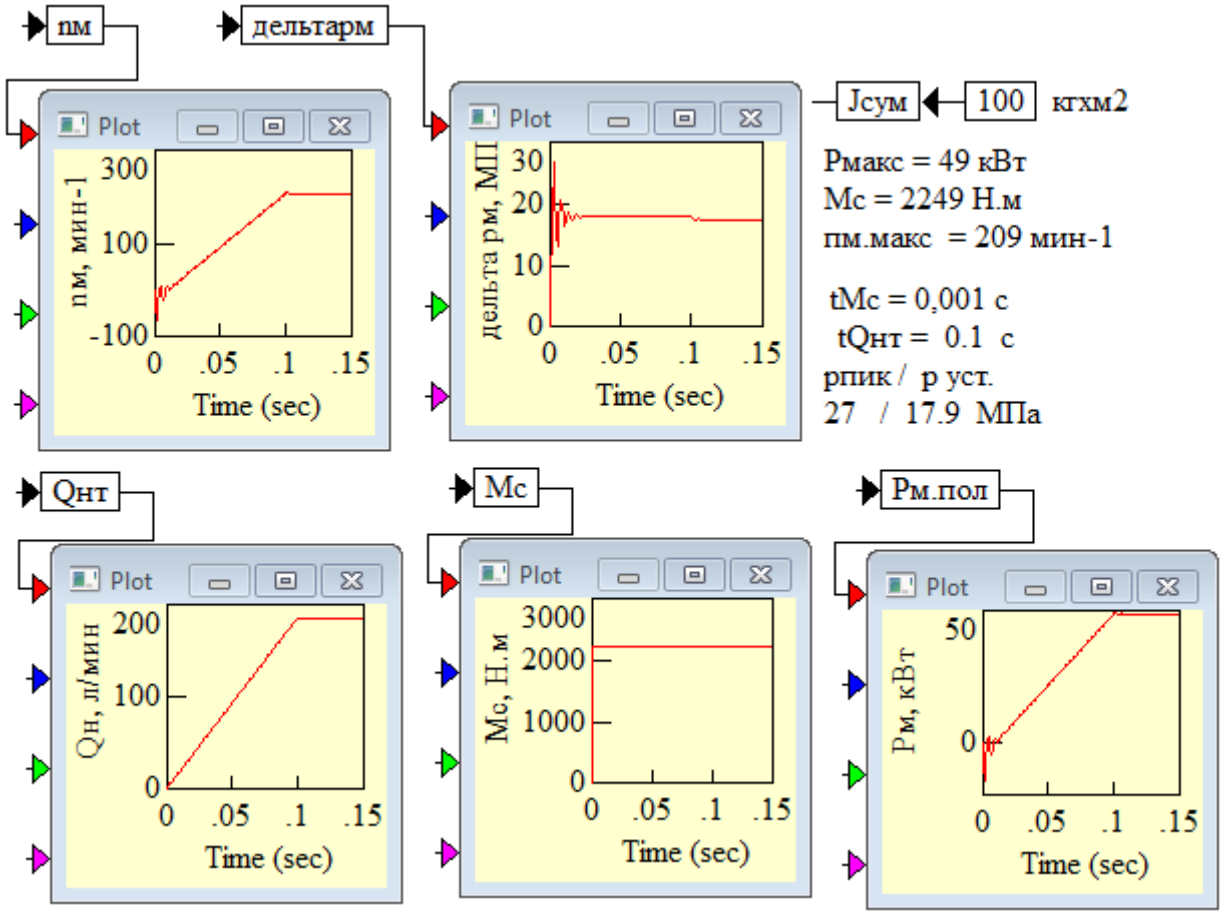



Рис. 10. Залежність частоти обертання гідромотора та тиску в ОГП при постійному значенні виходу на максимальний крутний момент 2249 Н.м за 0,001 с і при часі виходу на максимальну витрату 186,6 л/хв за 0,1 с. Е = 1500 МПа

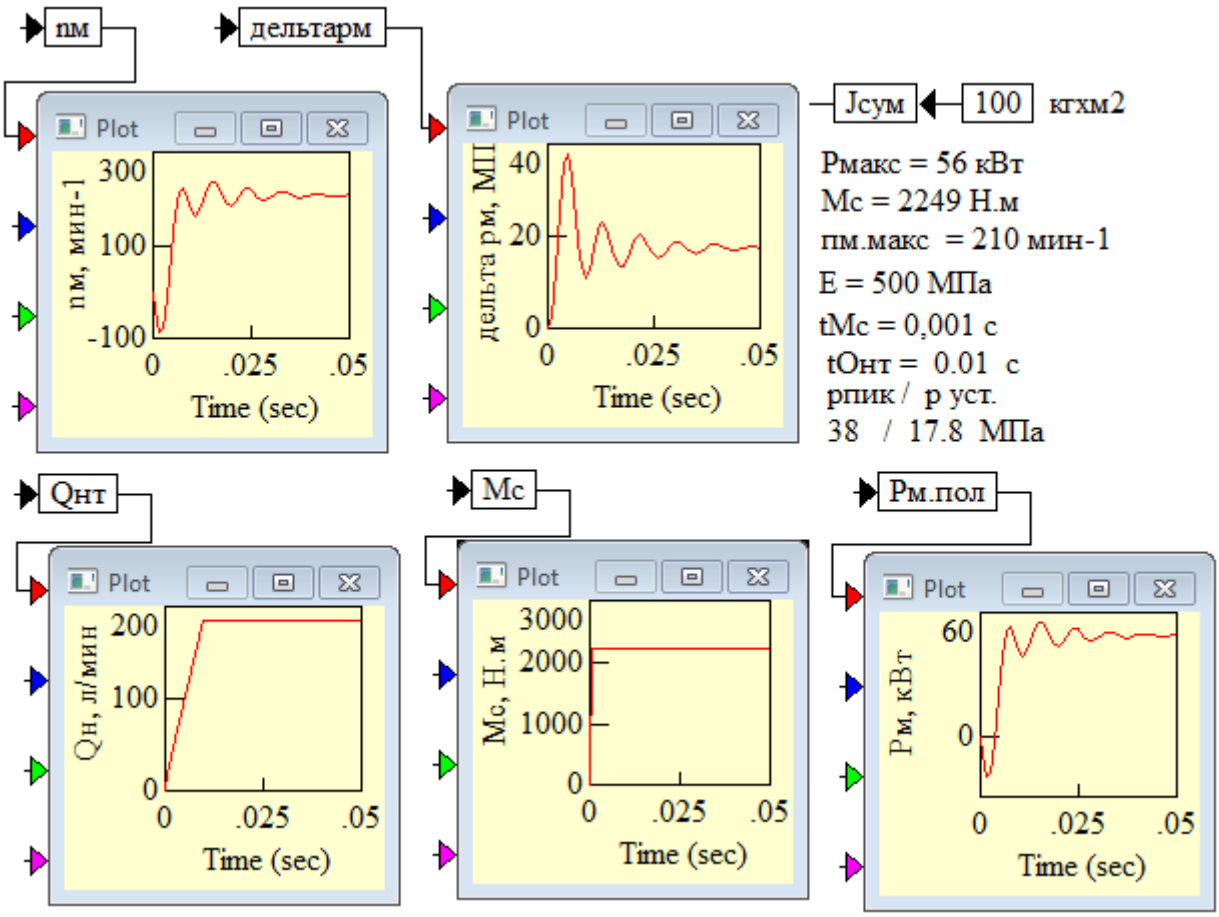



Рис. 11.Залежність частоти обертання гідромотора та тиску в ОГП при постійному значенні виходу на максимальний крутний момент 2249 Н.м за 0,001 с і при часі виходу на максимальну витрату 186,6 л/хв за 0,01 с, але зі зменшеним до Е = 500 МПа модулем пружності РР порівняно з рис. 9.

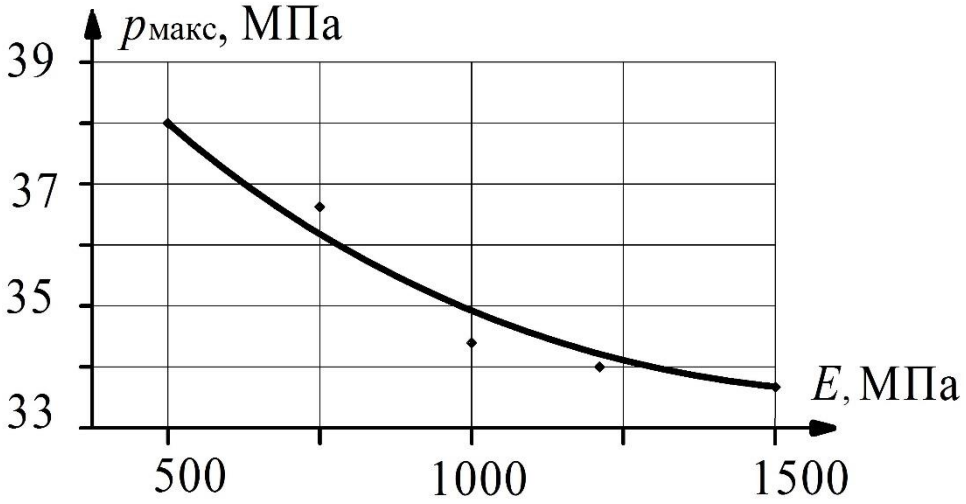



Рис. 12. Залежність максимального тиску в ОГП ходу КПБМ при зрушуванні залежно від модуля пружності РР в інтервалі Е = 500…1500 МПа

Висновки

1 Аналіз результатів динамічних розрахунків виявляє суттєву залежність коливань гідромотора за тиском при зрушуванні КПБМ, від 33 МПа до 38 МПа залежно від модуля пружності РР. Слід зазначити, що всі ці значення перевищують допустимий максимальний тиск в 30 МПа для героторних гідромоторів моделі МТ200.

2. Обов'язковою умовою плавного зрушування ОГП є збільшення часу зростання витрати робочої рідини.

3. Програмний пакет VisSim дозволяє за допомогою блоку «map» задавати повний цикл роботи КПБМ, починаючи з режиму зрушування, пересування з максимальною швидкістю, переходу на технологічну швидкість та завантаження від притиску щіток до підлоги, яка вбирається. Одночасна фіксація потужності гідропривода дозволяє оцінювати оптимальність вибору приводного двигуна КПБМ.

4. Підготовка ОГП КПБМ до експлуатації повинна супроводжуватися ретельним очищенням РР від бульбашок нерозчиненого повітря для підвищення модуля пружності робочої рідини з метою скорочення часу стабілізації пускового режиму гідромоторів ходу машини.

Приклад анотації до наукової статті (для ОГП трактора ТС-10).

Мета – науковий пошук зниження динамічних навантажень в об'ємному гідроприводі ходу гусеничного трактора з бортовою системою управління рухом, включаючи зрушування, розгін і гальмування. Особливістю гідропривода є двомашинна схема регулювання швидкості кожного борту трактора шляхом регулювання робочих об'ємів гідромашин в режимі постійної потужності приводного ДВЗ, що включає електронний блок управління стеження за бортовою швидкістю і потужністю ДВЗ.

Метод. Аналіз динамічних характеристик об'ємного гідропривода на математичній моделі з використанням блоку «map» цифрового завдання в пакеті VisSim зміни в часі подачі насоса, зовнішнього навантаження, робочого об'єму гідромотора і його гідромеханічного коефіцієнта корисної дії. Коригування параметрів задаються з метою зниження стрибків тиску, що перевищують допустиме максимальне значення для вживаного гідропривода. Введення режиму фіксації вихідної потужності гідропривода дозволило дати енергетичну оцінку можливості підвищення швидкості за рахунок зниження робочого об'єму гідромотора.

Результати. Показана можливість мінімізації стрибків тиску в гідроприводі трактора шляхом оптимізації завдання параметрів в циклограмі руху на етапах зрушування, розгону, досягнення максимальної транспортної швидкості за допомогою регулювання робочого об'єму гідромотора і зупинку трактора при зниженні подачі насоса. Результати досліджень можуть бути викори-

стані при аналізі динамічних характеристик гідрофікованих мобільних машин
різного призначення, а також в учбовому процесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємних гідроприводів.

Запитання:

1.Які особливості гідравлічної принципової схеми бортового ходу трактора ТС-10 з аксіальнопоршневими насосами і гідромоторами, які мають регульований робочий об'єм з пропорційним електрогідравлічним управлінням ?
2.Який вигляд має розрахункова схема динаміки ОГП
бортового ходу ?
3. Який алгоритм складання математичної моделі ОГП ?
4. Яким чином режими роботи ОГП задають за допомогою блоку
5. Яка методика завдань режимів регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що забезпечують мінімальні скачки тиску і відсутність кавітації ?
6. Як моделювати динаміку ОГП пересування комунальної прибиральної машини ?
7. Які важливі висновки за результатами аналізу динаміки ОГП ?

## Лекція 7. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора

План лекції:

1. Вивчення гідравлічної принципової схеми ОГП рульового керування колісного трактора спільно зі схемою технологічного обладнання;
2. Аналіз роботи клапана пріоритету в ОГП колісного трактора, вбудованого в героторний насос-дозатор рульового керування;
3. Математична модель динаміки ОГП рульового керування;
4. Завдання в пакеті VisSim блоків математичної моделі розрахунку тиску в ОГП та швидкості гідроциліндрів (імітаційне моделювання за допомогою блоку «map-блокнот»);
5. Аналіз результатів розрахунку динаміки ОГП, зокрема вплив швидкості обертання рульового колеса, часу навантаження та пружності робочої рідини на коливання тисків.

На теперішній час системи гідрооб'ємного рульового керування використовуються практично на всіх самохідних машинах спеціального призначення, до яких відносяться будівельні та дорожні румашини, трактори, різноманітні сільськогосподарські та інші машини. Для забезпечення якості таких систем рульового керування весь час ведуться роботи по їх вдосконаленню та модернізації їх основного вузла – насоса-дозатора.

В данній лекції розглянемо є об'ємный гідропривод (ОГП) рульового керування колісного трактора ХТЗ-17021, в якому переміщення виконавчих гідроциліндрів системи повороту коліс задається насосом-дозатором, що подає до них робочу рідину (РР) пропорційно куту повороту рульового колеса.

Для забезпечення потрібної якості роботи в розглядаємій системі постало питання аналізу динамічних процесів в силовому рульовому контурі, для чого було використано методику імітаційного моделювання.

Для проведення аналізу динамічних процесів в силовому контурі рульової системи розроблено розрахункову схему ОГП трактора, яку наведено на рис. 1. Гідравлічна схема містить дві системи – систему рульового керування з блоком насоса-дозатора НД та систему керування навісними агрегатами (блок Р). Обидві системи живляться від одного насоса Н.

Насос живлення Н з приводом від коробки передач КП та двигуна внутрішнього згоряння ДВЗ нагнітає РР під тиском $p_{\text{н}}$ до вхідного каналу НД, де вона через зворотний клапан КО потрапляє на вхід гідророзподільника Рнд.

Особливість розглядаємої системи рульового керування полягає в тому, що в ній використовується насос-дозатор фірми Lifam моделі SUB 400-S1 з вбудованим пріоритетним клапаном. Тому крім основних вихідних каналів $L$ і $R$, цей насос-дозатор НД містить додатковий, який є вихідним каналом $p_{\text{н}}(EF)$ вбудованого пріоритетного клапана, і до якого підключена система керування навісними агрегатами. Вхідний напірний канал $p_{\text{н}}$ насоса-дозатора НД з'єднано з виходом насоса живлення Н, а зливний канал $T$ з'єднується зі зливною магістралью всієї гідросистеми трактора, звідки РР потрапляє в бак Б через оливаохолоджувач АТ та фільтр Ф.

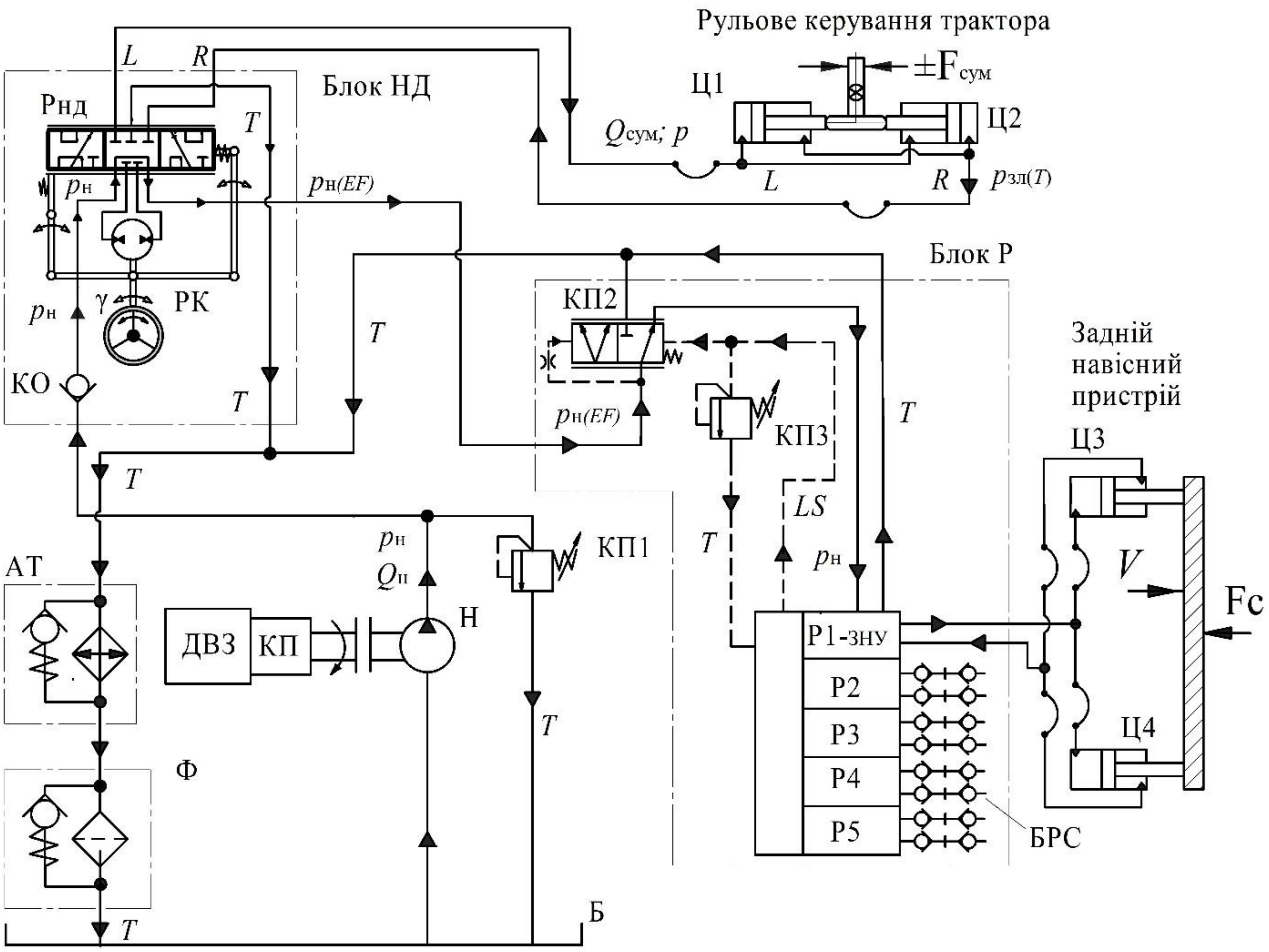



Рис. 1. Розрахункова схема динаміки ОГП системи рульового керування

Вмонтована в гідророзподільник Рнд функція пріоритету за лінією $p_{\text{н}}(EF)$ забезпечує подачу частини витрати насоса $Q_{\text{сум}}$ в першу чергу до системи рульового керування в кількості, що визначається швидкістю обертання керма, а решта відводиться до системи керування навісними агрегатами.

Система гідрооб'ємного рульового керування (СГОРК) містить насос-дозатор НД, золотник розподільного вузла якого безпосередньо з'єднаний з рульовим колесом РК (кермом), поворот якого на кут γ задає керуючу дію цій системі. Основні вихідні канали $L$ і $R$ насоса-дозатора НД з'єднані з порожнинами виконавчих гідроциліндрів Ц1 і Ц2, штоки яких підключені зустрічно до сошки, від якої через систему важелів задають кут повороту керованим колесам. Тиск в каналі підведення РР до гідроциліндрів на схемі позначено $p$, а $p_{\text{зл}}$ в каналі відведення РР.

Система керування навісними агрегатами містить багатосекційний розподільник (блок Р), в комплекті з яким застосовується запобіжний клапан непрямої дії – основний запобіжний клапан КП1 та допоміжний (пілотний) КП2.

Для заднього навісного пристрою (ЗНУ) використовується гідророзрозподільник Р1-зну, а для інших навісних агрегатів трактора використовуються розподільники Р2…Р5 з швидкороз'ємними з'єднаннями БРС.

Далі постало питання аналіза динамічних процесів в гідроциліндрах системи повороту коліс при різних величинах витрати $Q_{\text{сум}}$ від насоса-дозатора НД та різних значеннях зустрічного зовнішнього навантаження $F_{\text{сум}}$. Для проведення такого дослідження використаємо методику імітаційного математичного моделювання, розглядаючи зміну тиску в порожнинах гідроциліндрів та переміщення їх штоків.

Вихідним параметром насоса-дозатора є витрата $Q_{\text{сум}}$, яка може змінюватися за своїм значенням залежно від швидкості обертання рульового колеса. Іншою складовою дії на гідроциліндри є зовнішнє навантаження з боку коліс трактора $F_{\text{сум}}$, для подолання якого створюється необхідний тиск РР.

При побудові математичної моделі силової частини системи гідрооб'ємного рульового керування приймаємо наступні припущення:

- щільність РР ($\rho$) приймаємо постійною;

- нехтуємо витоками крізь поршневі та штокові ущільнення в гідроциліндрах;

- не враховуємо хвильові процеси в трубопроводах з причини їх невеликої довжини;

- розглядаємо долання системою значних навантажень, при яких тиск на виході з гідроциліндрів $p_{\text{зл}}$ незначний і їм можна знехтувати.

Математична модель розглядаємої системи з урахуванням прийнятих припущень для режиму повороту може бути представлена у наступному вигляді.

Сумарна витрата робочої рідини $Q_{\text{сум}}$, що подається з вихідних каналів насоса-дозатора, підводиться до поршневої порожнини гідроциліндра Ц1 та штокової гідроциліндра Ц2 (умовно розглядаємо поворот коліс наліво). На основі рівняння нерозривності РР баланс витрат для цієї ділянки можна записати у виді

$$Q_{\text{сум}} = Q_{1\text{п}} + Q_{2\text{ш}} + Q_{\text{деф}}, \qquad (1)$$

де $Q_{1\text{п}}$ і $Q_{2\text{ш}}$ – витрати РР на вході в поршневу порожнину гідроциліндра Ц1 та штокову порожнину гідроциліндра Ц2;

$Q_{\text{деф}}$ – витрати РР на її деформацію.

Складові рівняння (1) визначаються залежностями

$$Q_{\text{сум}} = V_{\text{нд}} \cdot n_{\text{к}};\ Q_{1\text{п}} = S_{1\text{п}} \cdot v;\ Q_{2\text{ш}} = S_{2\text{шт}} \cdot v, \qquad (2)$$

де $V_{нд}$ – робочий об'єм дозуючого вузла насоса-дозатора;

$n_к$ – швидкість обертання керма;

$S_{1п} = \frac{\pi \cdot D_п^2}{4}$ і $S_{2шт} = \frac{\pi}{4}(D_п^2 - d^2)$ – площі поршня діаметром $D_п$ та ефективна площа штокової порожнини гідроциліндра при діаметрі штоку $d$, відповідно;

v – швидкість переміщення штоків гідроциліндрів.

Дефрмаційна вирата визначається як

$$\begin{aligned} Q_{деф1} &= [(V_{01} + S_{1п}) / E](dp / dt); \\ Q_{деф2} &= [(V_{02} + S_{2шт}) / E](dp / dt), \end{aligned} \tag{3}$$

де $p$ – тиск в порожнинах гідроциліндрів Ц1 і Ц2 (приймаємо однаковим згідно закону Паскаля для РР);

$V_{01}$ і $V_{02}$ – початкові об'єми в поршневій (для Ц1) та штоковій (для Ц2) порожнинах, відповідно (надалі приймаємо $V_{сум} = V_{01} + V_{02}$);

$E$ – модуль пружності РР.

Після перетворень формула для балансу витрат РР для ділянки вихідного каналу насоса-дозатора приймає вид

$$Q_{сум} = \nu \frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2) + \frac{V_{сум} + y\frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)}{E} \cdot \frac{dp}{dt}. \tag{4}$$

Після перетворення до форми Коші відносно похідної $dp / dt$ одержимо наступне рівняння

$$\frac{dp}{dt} = E \frac{Q_{сум} - \nu \frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)}{V_{сум} + y\frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)}, \tag{5}$$

і після його інтегрування визначаємо зміну тиску в часі в гідроциліндрах системи рульового керування

$$p = \int_0^t E \frac{Q_{сум} - \nu \frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)}{V_{сум} + y\frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)} dt. \tag{6}$$

Рівняння руху штоків навантажених гідроциліндрів Ц1 і Ц2, виходячі з принципа Даламбера, має вид

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m}\left[\begin{array}{l}(S_{1п} + S_{2п} - S_{2шт})p \; - F_1 - F_2 - F_{1ж.тр} - \\ -F_{2ж.тр} - F_{1тр} - F_{2тр}\end{array}\right], \qquad (7)$$

де $m$ – маса, що підлягає повороту;

$F_1 + F_2 = F_{сум}$ – сумарне зовнішне зусилля (навантаження), що долається двома гідроциліндрами;

$F_{1ж.тр}$ і $F_{2ж.тр}$ – рідинне тертя в гідроциліндрах Ц1 і Ц2, відповідно;

$F_{1тр}$ і $F_{2тр}$ – напівсухе тертя поршнів та штоків гідроциліндрів Ц1 і Ц2, відповідно.

Зробимо припущення про постійність тертя в обох гідроциліндрах Ц1 і Ц2

$$F_{ж.тр} = F_{1ж.тр} + F_{2ж.тр} = \; const; \; F_{тр} = F_{1тр} + F_{1тр} = \; const\,, \quad (8)$$

та з урахуванням $S_{1п} = S_{2п}$ отримаємо таку форму запису рівняння (7)

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m}\left[(2S_{1п} - S_{2шт})p \; - F_{сум} - F_{ж.тр} - F_{тр}\right]. \qquad (9)$$

Після двох послідовних інтегрувань цього рівняння маємо вирази для швидкості та переміщення штоків гідроциліндрів при повороті трактора

$$v = \int_0^t \frac{1}{m}\left[\frac{\pi}{4}(2D_п^2 - d^2)p \; - F_{сум} - F_{ж.тр} - F_{тр}\right]dt; \; y = \int_0^t v dt\,. \qquad (10)$$

Для проведення розрахунків приймаємо такі залежності для навантажень рідинного та напівсухого тертя [10]

$$F_{тр} = F_{тр0} \cdot \operatorname{sign} v\,; \qquad F_{ж.тр} = \beta \cdot v\,, \qquad (11)$$

де $F_{тр0}$ і $\beta$ – сила тертя та коефіцієнт рідинного тертя, відповідно.

Для проведення динамічного аналізу роботи розглядаємої системи скористаємося обчислювальними блоками пакету VisSim з урахуванням використання блоків Variable. При моделюванні системи рульового керування з двома гідроциліндрами аналізуються перехідні процеси в системі і її вихід на сталий режим. При розрахунках за допомогою цих блоків задаємо лінійний закон зміни сили зовнішнього навантаження та витрати РР або задаємо їх числовими значеннями.

Для вирішення рівнянь математичної моделі скористаємося чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с. Результати досліджень отримані у вигляді розрахункових осцилограм.

На штоки гідроциліндрів, сполучених з колесами трактора, діє максимальне сумарне значення навантаження $F_{сум} = F_1 + F_2 = 100$ кН.

На рис. 2 приведено схему завдання початкових даних для динамічного розрахунку системи рульового керування колісного трактора ХТЗ-17021.

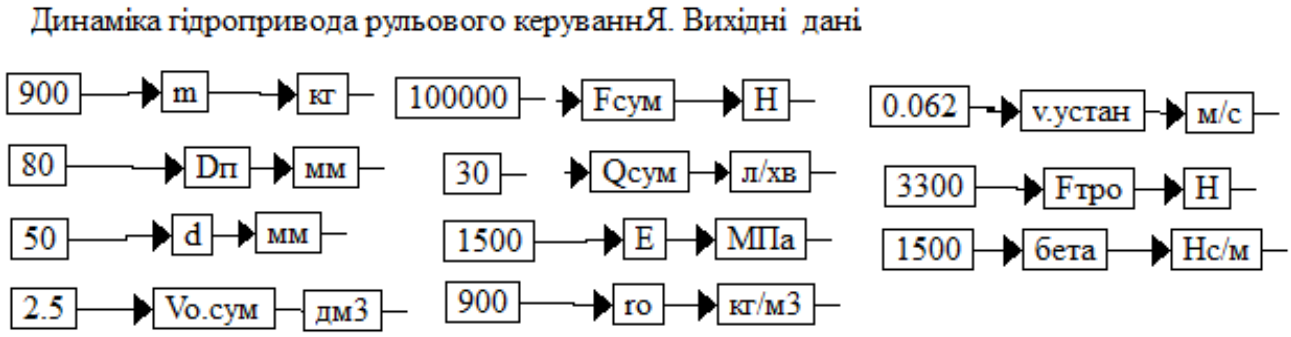



Рис. 2. Блок завдання початкових даних в пакеті VisSim

Далі на рис. 3 приведений блок VisSim для розрахунку тиску в системі, а на рис. 4 блок для розрахунку швидкості та переміщення гідроциліндрів і на рис. 5 блоки завдання лінійних за часом дії навантаження (а) та витрати РР (б) при здійсненні повороту керма.

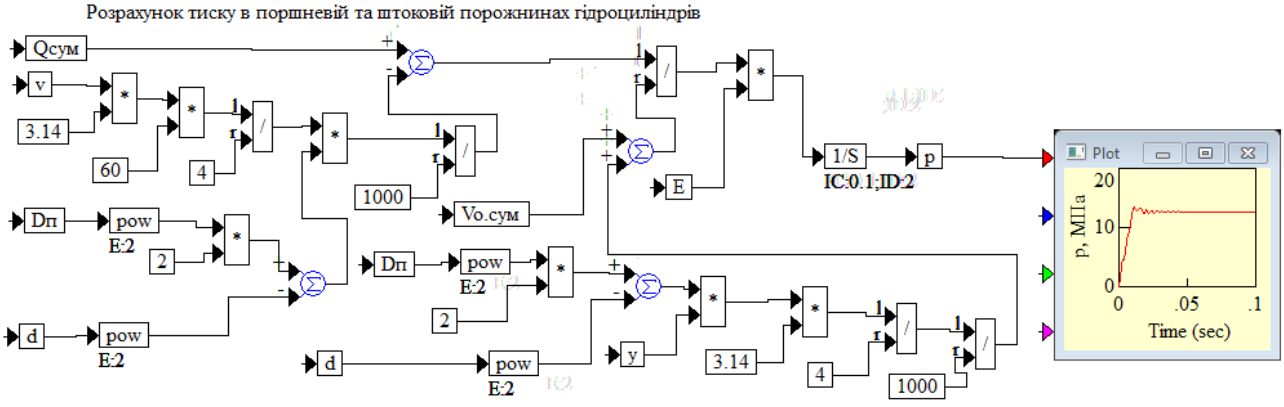



Рис. 3. Блок VisSim для розрахунку тиску в системі рульового керування

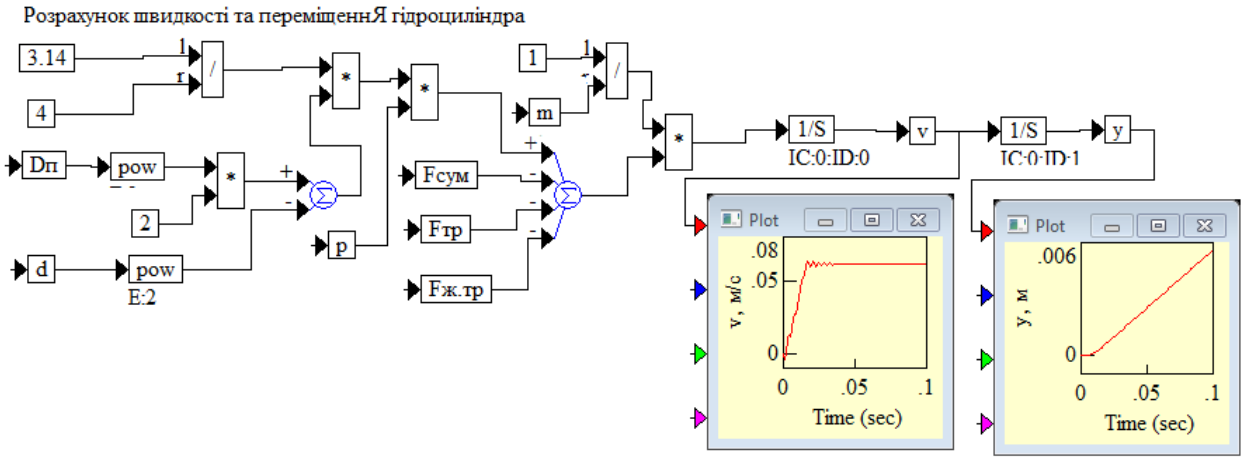
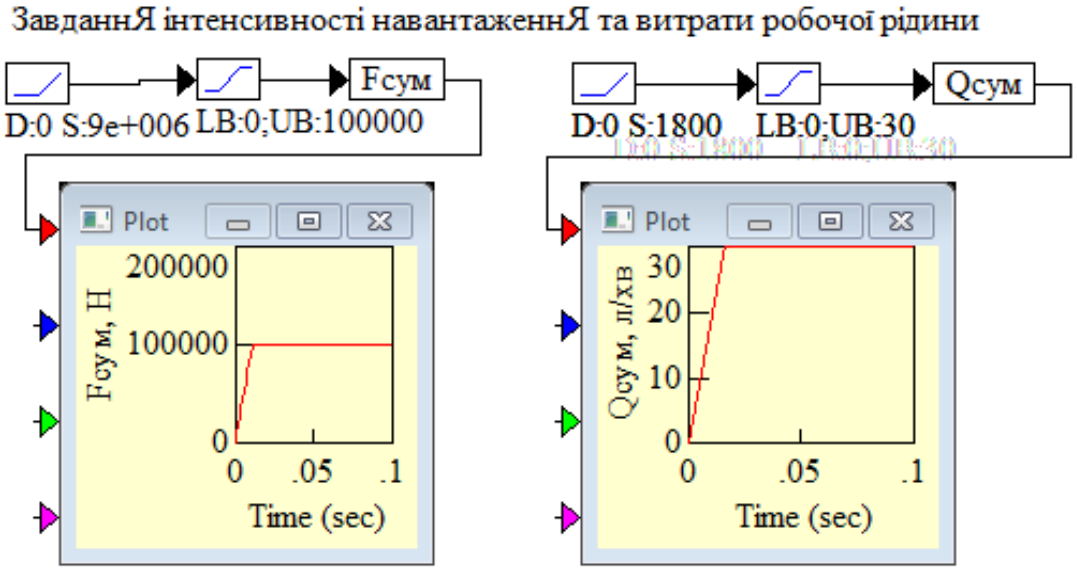



Рис. 4. Блок VisSim для розрахунку швидкості та переміщення гідроцилінра в системі рульового керування




а б

Рис. 5. Приклад завдання лінійного закону зміни навантаження (а) та витрати РР (б) до їх максимальних значень в пакеті VisSim

На рис. 6 приведені блоки «map-блокнот» чисельних завдань навантаження та витрати РР.

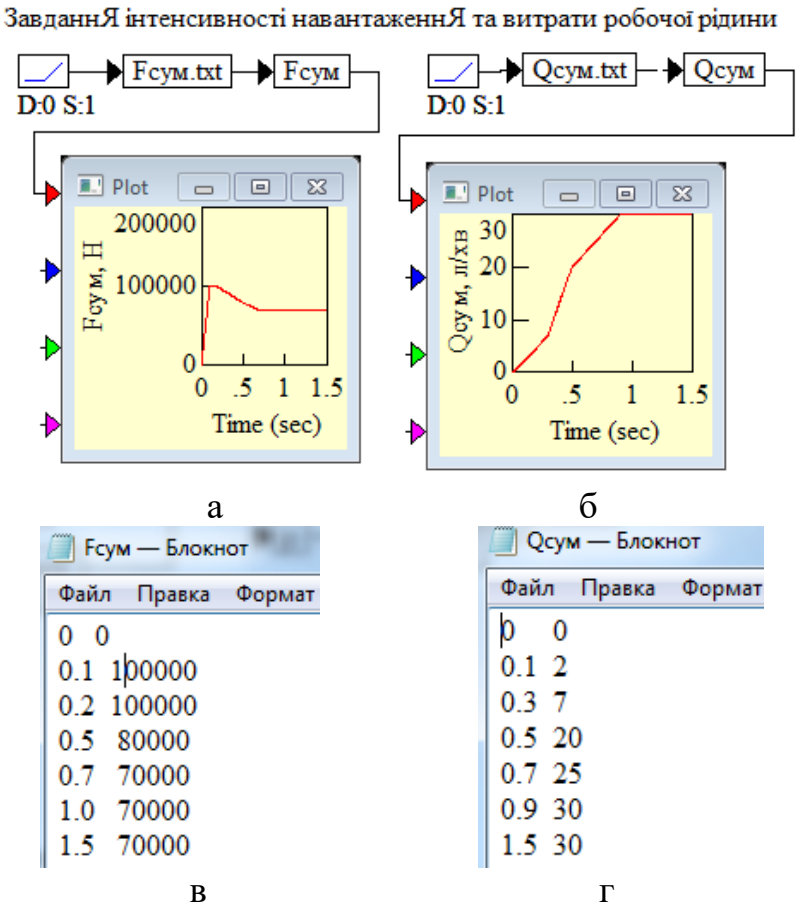



Рис. 6. Приклад чисельного завдання зміни навантаження (а)
та витрати РР (б) в блоках «map-блокнот» (в) і (г), відповідно в пакеті VisSim

На рис. 7 приведені блоки для розрахування значень рідинного та напів-сухого тертя в гідроциліндрах

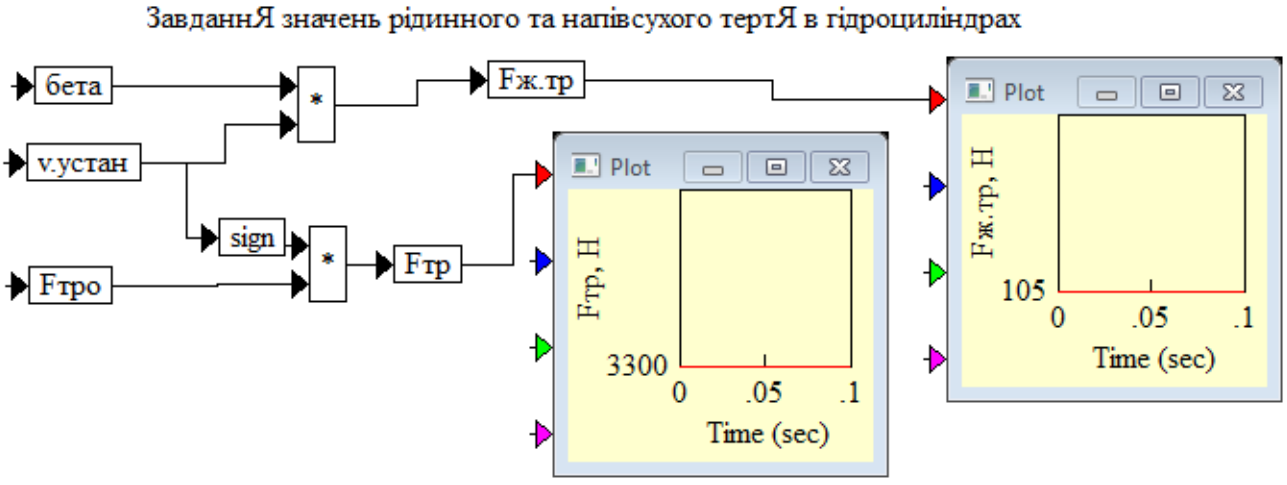



Рис. 7. Розрахунок значень рідинного та напівсухого тертя
в гідроциліндрах рульового керування трактора

Результати моделювання часу встановлення максимальних значень навантаження на гідроциліндри та витрати РР на вплив на тиск в їхніх порожнинах показує (рис. 8), що при завданні досить плавного зростання навантаження – за час 0,1 с, та виходу на максимальну витрату за 0,9 с коливань тиску в системі немає і максимальне значення тиску дорівнює 12,75 МПа.

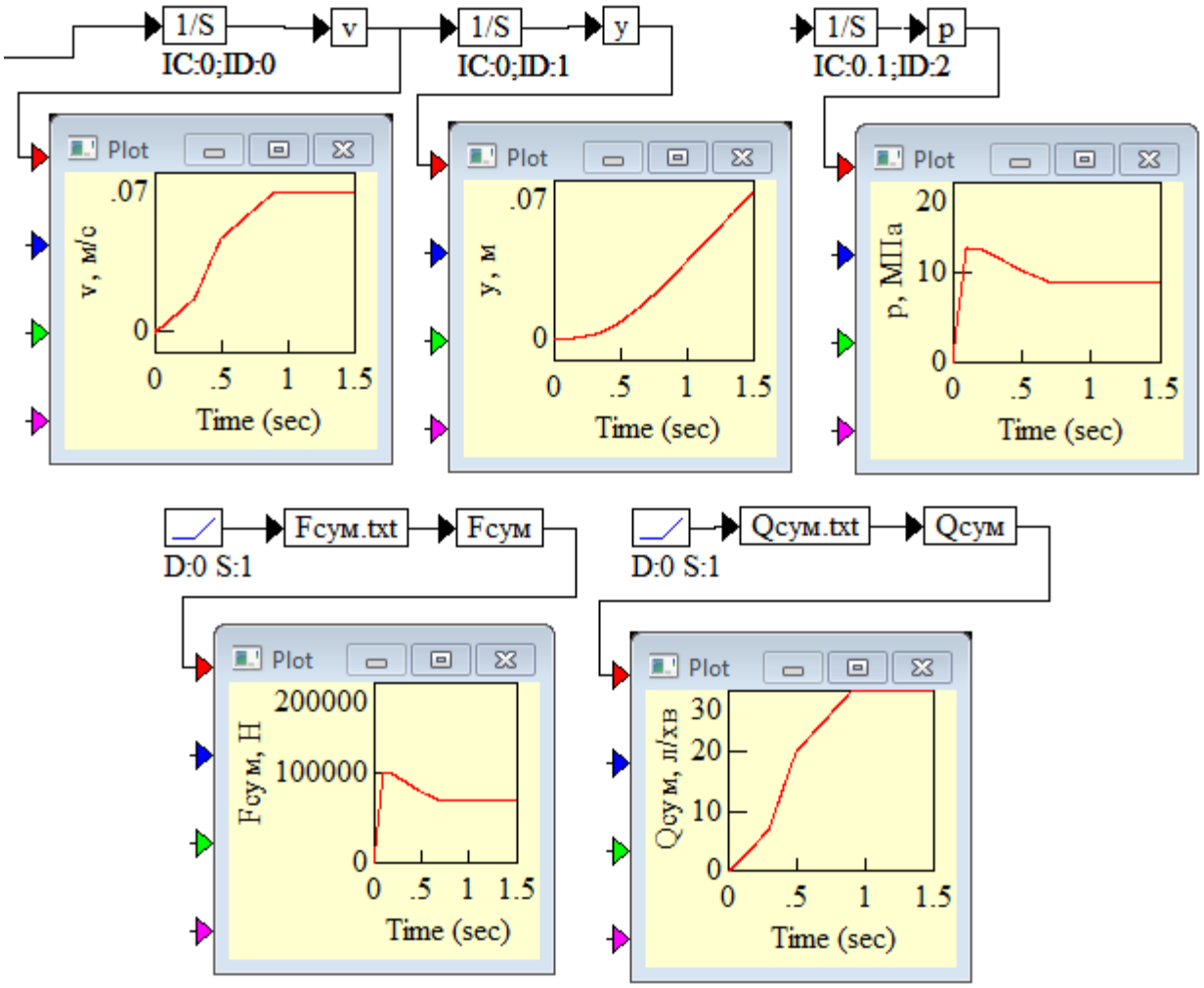



Рис. 8. Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів, та тиску в ОГП при завданні максимального навантаження за 0,1 с та витрати за 0,9 с

При зростанні навантаження за 0,001 с згідно рис. 9 та виходу на максимальну витрату 30 л/хв за 0,7 с мають місце коливання тиску до 20 МПа, що вже є небезпечним для ресурсу насоса. Також виникають коливання швидкості гідроциліндрів, але вони не перевищують робочої швидкості в 0,062 м/с.

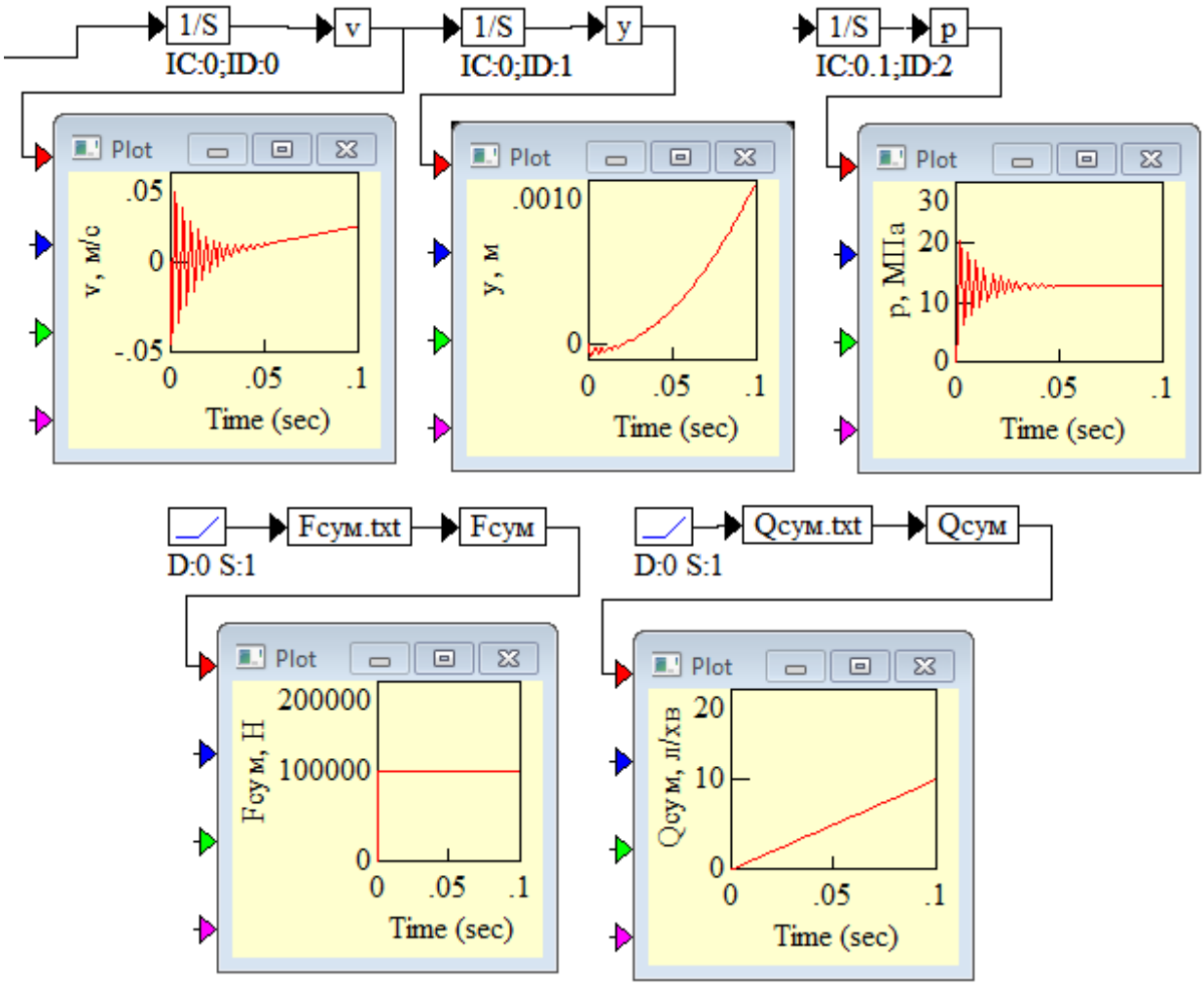



Рис. 9. Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів, та тиску в ОГП при завданні максимального навантаження за 0,001 с та витрати за 0,7 с

На рис. 10 наведено результати досліджень, коли задавався цикл повороту керма. За допомогою блока «map-блокнот» задавалися режими зрушування керма, знаходження його у встановленому положенні та повертання в початкове положення. Це дозволяє прослідкувати весь цикл роботи системи рульового керування трактора.

При зрушуванні рулевого колеса починається переміщення гідроциліндрів і навантаження завдяки сухому тертю є максимальним і досягає заданного значення при статичному розрахунку ( $F_{сум}$ = 100 кН), потім завдяки змішаному та рідинному тертю коефіцієнт тертя знижується і навантаження також зменшується приблизно до 80 кН.

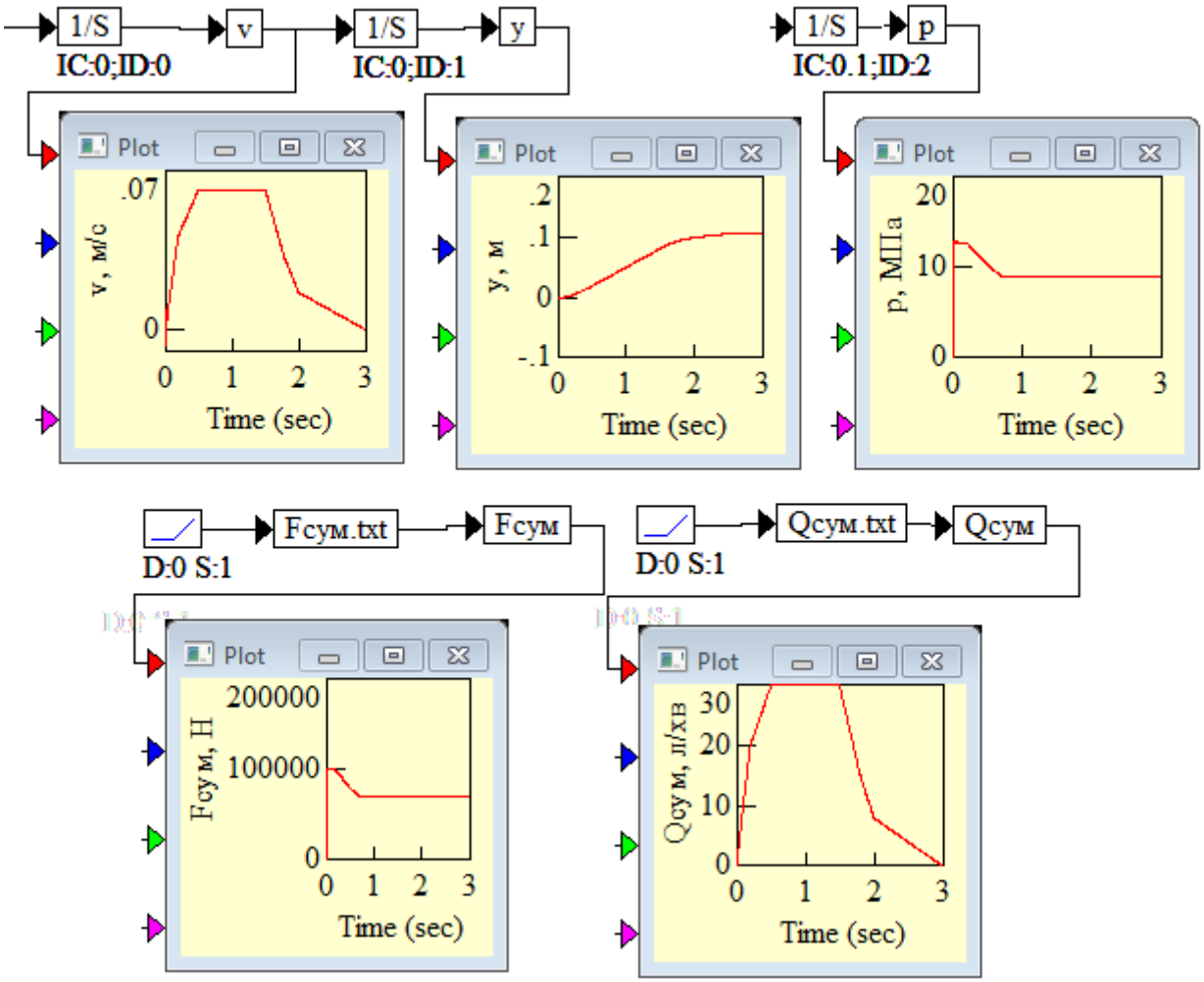



Рис. 10. Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів та тиску в системі при заданому циклі повороту керма

Тести згідно рис. 8 і 9 були виконані при максимальному модулі пружності РР ($E$ = 1500 МПа), що відповідає добре очищаній РР від нерозчиненого повітря. При зниженні модуля пружності РР до $E$ = 500 МПа (рис. 11) суттєво зростають коливання тиску – до 24 МПа, а також коливання швидкості гідроциліндрів до 0,1 м/с (робоча максимальна щвидкість 0,062 м/с). Таке критично низке значення модуль пружності набуває, коли в РР багато нерозчиненого повітря.

При цьому час стабілізації тиску зростає і досягає майже 1,0 с та виникають високочастотні коливання до 150 Гц (30 коливань за 0,2 с). Максимальний тиск РР спочатку досягає 24 МПа, а при подальшій стабілізації – біля 12 МПа. Зменшення максимального значення тиску є важливим показником з точки зору підвищення надійності гідросистеми, зокрема довговічності насоса, насоса-дозатора та рукавів високого тиску.

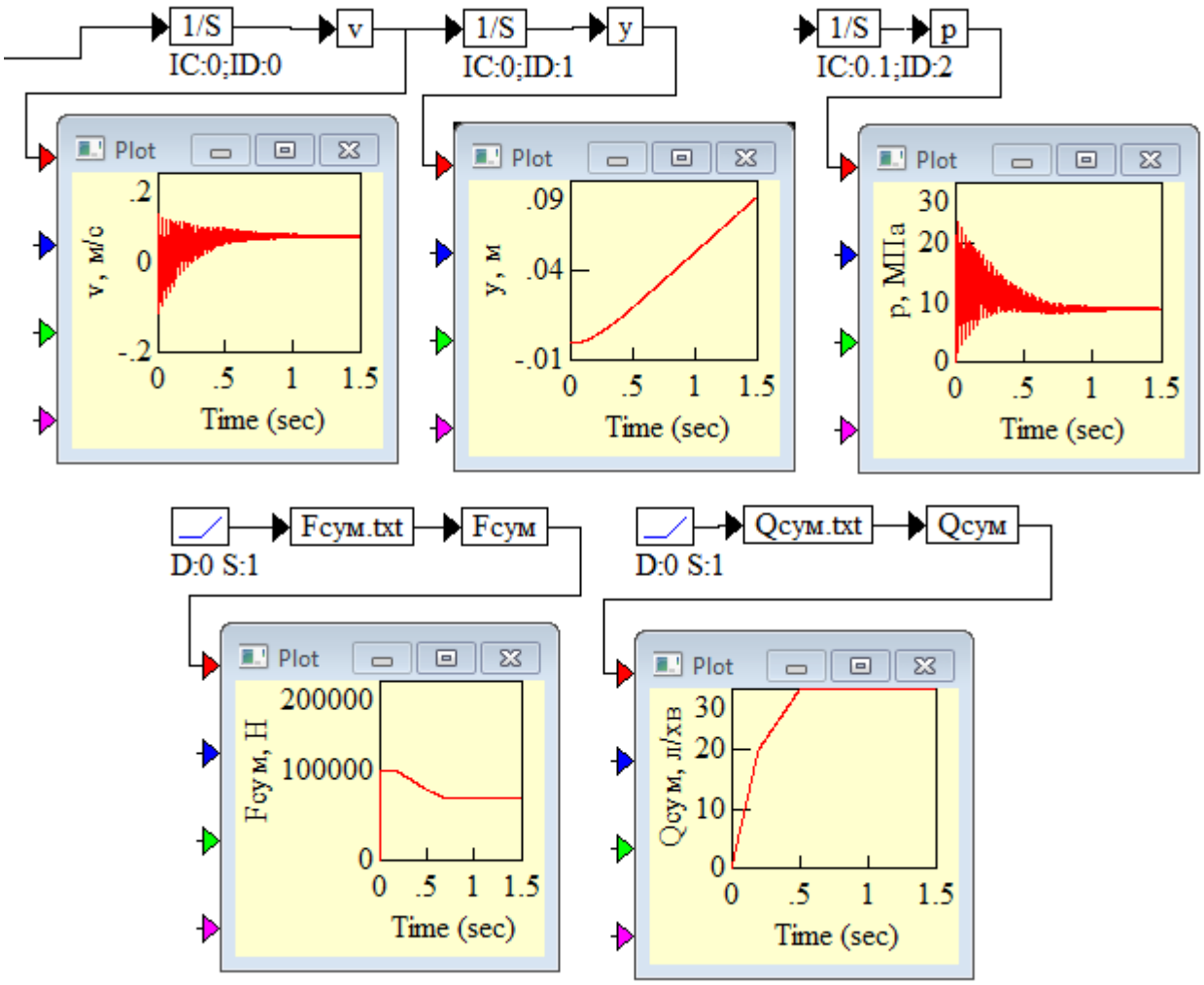



Рис. 11. Зміна швидкості і переміщення гідроциліндрів, та тиску в системі рульового керування при завданні максимального навантаження за 0,001 с та витрати за 0,7 с при зниженні модуля пружності РР до 500 МПа

Висновки

Результати досліджень динамічних процесів в силовому контурі рульової системи ОГП з використанням методики імітаційного моделювання за допомогою прикладних програм в пакеті VisSim дають можливість зробити такі висновки:

1. При роботі системи рульового керування, тобто під час повертання керма від свого нейтрального положення в залежності від швидкості повороту, мають місце коливальні процеси в порожнинах гідроциліндрів, які можуть удвічи перевищювати робочий тиск. Але при зменшенні швидкості повороту керма (до значення приблизно в 0,1 с) коливання повністю відсутні.

2. Завдання часу зростання навантаження та витрати РР за допомогою блока «map-блокнот» зручніше, ніж тільки за лінійним законом зрушування, так як дає можливість задавати різну швидкість розгону та, при необхідності, контролювати стаціонарний режим і повернення керма в початкове положення.

3. Треба відмітити виникнення суттєвих коливань тиску в системі при низькому модулі пружності РР, що пов’язана з присутністю в РР значної кіль-

кості нерозчиненого повітря. Тому необхідно приділяти увагу дегазації РР шляхом оснащення гідробака діагональною перегородкою та використання спеціальних дегазаторів. Для попередження коливань необхідно дегазувати РР, для чого потрібно випускати повітря з системи за допомогою спеціальних гідропристроїв.

Запитання:

6. Які особливості гідравлічної принципової схеми ОГП рульового керування колісного трактора спільно зі схемою технологічного обладнання ?
7. Яким чином працює клапан пріоритету в ОГП колісного трактора, вбудованого в героторний насос-дозатор рульового керування ?
8. Яким чином складається математична модель динаміки ОГП рульового керування ?
9. Яким чином задають в пакеті VisSim блоки розрахунку тиску в ОГП та швидкості гідроциліндрів (імітаційне моделювання за допомогою блоку «map-блокнот») ?
10. Яким чином проводять аналіз результатів розрахунку динаміки ОГП, зокрема вплив швидкості обертання рульового колеса, часу навантаження та пружності робочої рідини на коливання тисків ?

Лекція 8. Основи методики експериментальних досліджень ОГП БДМ

План лекції:

1. Методи випробувань насосів;
2. Методи випробувань гідроциліндрів;
3. Методи випробувань гідромоторів;
4. Методи випробувань гідропристроїв, зокрема з електромагнітним пропорційним керуванням;
5. Методика випробувань об'ємних гідропередач.

## 1. Випробування насосів, гідроциліндрів, гідромоторів та гідропристроїв

Вихідними параметрами об'ємного насоса є подача (витрата) РР, тиск і потужність, а втрати потужності в насосі оцінюють ККД (загальним, коефіцієнтом подачі або об'ємним ККД, і гідромеханічним ККД).

На рис. 1 представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД насоса Н з регульованим робочим об'ємом, який приводиться в обертання електродвигуном м1 і нагнітає РР через дросель ДР, витратомір РА і охолоджувач АТ (з приводом вентилятора від електродвигуна м2) в гідробак Б. Тиск нагнітання створюється дроселем ДР шляхом зменшення площі його прохідного перерізу, для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП. Під час роботи стенду контролюють частоту обертання вхідного вала насоса перетворювачем (датчиком) ДЧО, крутний момент приводного двигуна м1 на обертання насоса вимірником ВМ, подачу РР на виході з насоса витратоміром РА і температуру РР у гідробаку термометром Т.

Запобіжний клапан КП заздалегідь налаштовують на макси-мальний тиск (вище на 2…3 МПа, ніж тиск при випробуваннях) при повністю закритому дроселі ДР. Для роботи при мінімальному тиску нагнітання насоса дросель ДР повністю відкривають, для створення необхідного тиску дросель ДР прикривають, контролюючи тиск за манометром МН.

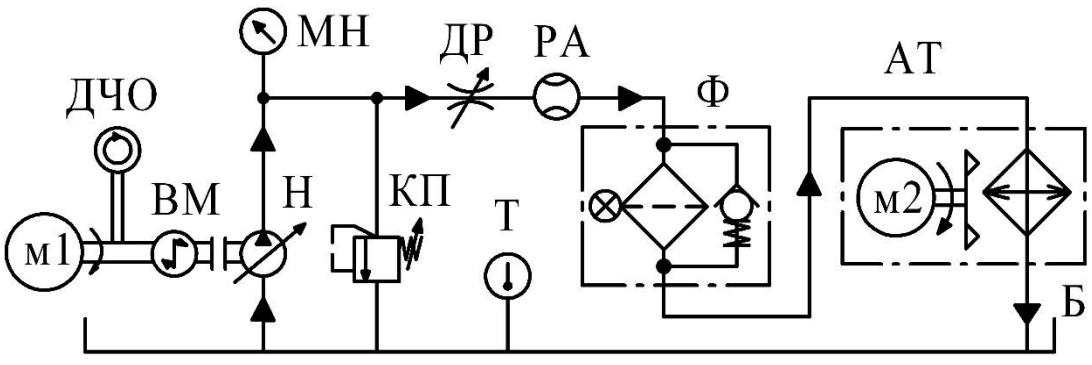



Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стенду для визначення ККД насоса Н

ККД насоса слід розраховувати за формулою

$$\eta = \frac{P_{\text{е}}}{P_{\text{спож}}} = \frac{p \cdot Q \cdot 9550}{60 \cdot M \cdot n} = 0{,}159 \cdot 10^{3} \frac{p \cdot Q}{M \cdot n}, \qquad (1)$$

де $P_{\text{спож}}$ – споживана насосом потужність [кВт], визначувана в результаті вимірювань значень крутного моменту і частоти обертання

$$P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{е}}}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \qquad (2)$$

де $P_{\text{е}}$ – ефективна потужність насоса

$$P_{\text{е}} = \frac{p \cdot Q}{60}, \text{ кВт}, \qquad (3)$$

де $M$ – заміряний крутний момент на валу насоса, Н.м,

$n$ – заміряна частота обертання насоса, хв$^{-1}$,

$p$ – тиск нагнітання на виході з насоса або перепад тисків між виходом і входом в насос $\Delta p$, МПа,

$Q$ – заміряна подача насоса [л/хв] або ефективна, яка зв'язана з теоретичною через коефіцієнт подачі $k_Q$ або об'ємний ККД ($\eta_{\text{о}}$)

$$Q = Q_{\text{т}} \cdot k_Q; \qquad k_Q = \frac{Q}{Q_{\text{т}}} = \frac{10^{3} \cdot Q}{V_{\text{р}} \cdot n}, \qquad (4)$$

де $Q_{\text{т}}$ – теоретична подача насоса, визначувана як добуток частоти обертання на робочий об'єм насоса

$$Q_{\text{т}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n, \text{ л/хв}, \qquad (5)$$

де $V_{\text{р}}$ – робочий об'єм насоса, см$^3$.

У каталогах наводять значення номінальної подачі насоса $Q = Q_{\text{ном}}$, тобто при роботі в номінальному режимі за тиском $p = p_{\text{ном}}$ і частотою обертання $n = n_{\text{ном}}$, коефіцієнта подачі та ефективної потужності $P_{\text{е,ном}}$

$$k_{Q,\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{т}}} \quad \text{і} \quad P_{\text{е,ном}} = \frac{p_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}}}{60}, \text{ кВт}, \qquad (6)$$

або при відомому значенні коефіцієнта подачі визначають її номінальне значення

$$Q_{\text{ном}} = Q_{\text{т}} \cdot k_{Q,\text{ном}}, \text{ л/хв.} \tag{7}$$

Для проведення заводських приймальноздавальних випробувань насосів зазвичай використовують стенди, в яких з метою зниження вартості виготовлення і експлуатаційних витрат приводного двигуна насоса використовують електродвигуни з постійною синхронною частотою обертання: 1000; 1500 і 3000 хв$^{-1}$. Проте, у зв'язку з деякими відхиленнями частоти обертання залежно від навантаження, необхідний облік цих відхилень. Тому коефіцієнт подачі насоса $k_Q$ при приймальноздавальних випробуваннях допускається розраховувати з урахуванням приведення подач насоса до однакової частоти обертання за наступною формулою

$$k_Q = \frac{Q_p}{Q_{p=0}} \cdot \frac{n_{p=0}}{n_p}, \tag{8}$$

де $Q_p$ – зміряна подача насоса при роботі під тиском, л/хв,

$Q_{p=0}$ – зміряна подача насоса при роботі на мінімальному тиску в лінії нагнітання, л/хв,

$n_p$ – частота обертання вала насоса (приводного двигуна) при роботі під навантаженням (тиском), хв$^{-1}$,

$n_{p=0}$ – частота обертання вала насоса (приводного двигуна) при роботі на мінімальному тиску, хв$^{-1}$.

Гідромеханічний ККД насоса визначають за формулою

$$\eta_{\text{гм}} = \eta / k_Q . \tag{9}$$

Крутний момент приводного двигуна на обертання насоса виз- начають за формулою

$$M = \frac{0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot p}{\eta_{\text{гм}}}, \text{ Н.м}, \tag{10}$$

який без урахування гідромеханічного ККД ($\eta_{\text{гм}} = 1$) є теоретичним

$$M_{\text{т}} = 0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot p, \text{ Н.м.} \tag{11}$$

ККД гідроциліндра залежить від сил тертя при обернено-поступальному

переміщенні поршня і штоків, і витоків РР (зовнішних по штоках, внутрішніх або перетоків по поршнях).

Втрати потужності, викликані тертям в ущільненнях, оцінюють гідромеханічним ККД

$$\eta_{\text{м}} = F_{\text{ф}} / F_{\text{т}}, \tag{12}$$

де $F_{\text{ф}}$ – фактичне виміряне значення зусилля, що розвивається гідроциліндром, Н,

$F_{\text{т}}$ – теоретичне значення зусилля, Н.

Гідромеханічний ККД гідроциліндра істотно залежить від значення тиску РР, досягаючи при номінальному (або максимальному робочому) тиску 96…99 % та істотно знижується при низькому тиску, наближаючись до $\eta_{\text{м}} \approx 0$.

Втрати потужності, викликані витоками РР, призводять до зниження швидкості гідроциліндра й оцінюють об'ємним ККД

$$\eta_{\text{о}} = \frac{v_{\text{ф}}}{v_{\text{т}}} = \frac{v_{\text{ф}}}{v_{\text{ф}} + \Delta v}, \tag{13}$$

де $v_{\text{ф}}$ – фактична (зміряна) швидкість гідроциліндра, м/с,

$v_{\text{т}}$ – теоретичне значення швидкості, м/с,

$\Delta v$ – втрати швидкості, обумовлені витоками РР, м/с.

Оскільки сучасні ущільнення забезпечують практично повну герметичність і об'ємний ККД $\eta_{\text{о}} \approx 1{,}0$, то загальний ККД гідроциліндра $\eta$ залежить тільки від гідромеханічного ККД

$$\eta = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{о}} \approx \eta_{\text{м}}. \tag{14}$$

На практиці експлуатація ОГП з великою кількістю забруднень в РР призводить до інтенсивного зношування ущільнень і об'ємний ККД гідроциліндра знижується.

На рис. 2…4 представлені гідравлічні принципові схеми стендів для випробувань гідроциліндрів за ГОСТ 18464-96.

На гідросхемі згідно з рис. 2 порожнини $A$ і $B$ випробуваного гідроциліндра Ц сполучені з гідророзподільником Р, до якого підводиться РР від насоса Н з регульованим робочим об'ємом. Насос приводиться в обертання електродвигуном м1. Для контролю витоків РР з порожнин гідроциліндра слугують витратоміри РА1 і РА2 (показані у вигляді мірних місткостей). За допомогою засувок ВН1...ВН4 забезпечуються різні режими випробувань гідроциліндра Ц. Тиск у порожнинах гідроциліндра $A$ і $B$ контролюється мано-метрами МН1 і МН2 (у сучасних стендах використовують перетво-рювачі тиску, що забезпечують об'єктивність вимірювань, високу точність, у тому числі при динаміч-

них режимах випробувань, і запис в пам'ять ПК для проведення аналізу отриманих результатів). Тиск нагнітання насоса контролюється за манометром МН3, налаштування тиску здійснюється за допомогою запобіжного клапана КП. Кондиціонування РР і контроль її температури забезпечуються фільтром Ф, охолоджувачем АТ з приводом обертання вентилятора від електродвигуна м2 і термометром Т.

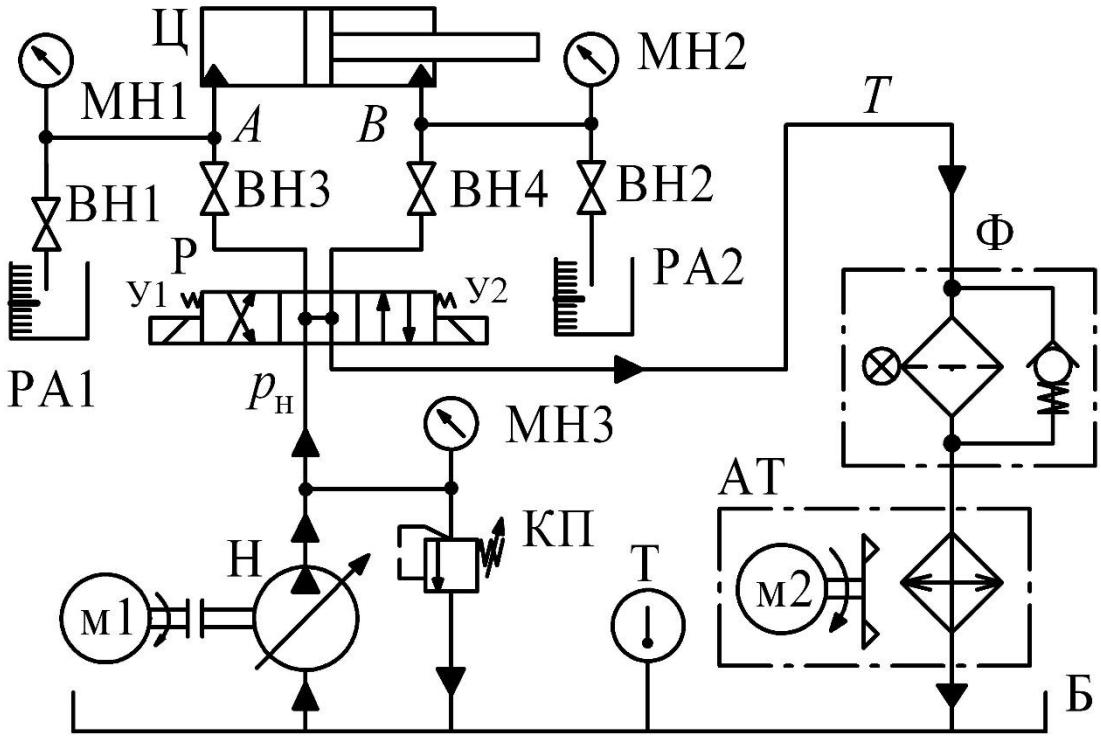



Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенду для випробувань гідроциліндрів на міцність, функціонування на холостому ходу, зовнішню герметичність, внутрішні витоки і тиск зрушування

Випробування на стенді згідно з рис. 3 дозволяють визначити ККД гідроциліндра за результатами вимірювань сили, що розви-вається гідроциліндром, тисків у порожнинах і подальшого розра-хунку. Гідроциліндр для іспитів Ц1 і навантажувальний гідроциліндр Ц2 скріплюють між собою штоками, гідророзподільник Р1 з електро-магнітним керуванням забезпечує підведення РР безпосередньо до гідроциліндра Ц2 і керування гідророзподільниками Р2 і Р3. Для вимірювання хода і зусилля, що розвивається гідроциліндром, використовуються електричний датчик ЕДП і динамометр Д, відповідно.

На рис. 4 представлена гідравлічна принципова схема стенду з рекуперацією енергії (більш вдалим для такої методики випробувань із взаємним навантаженням штоків гідроциліндрів є термін «за енергозберігаючою схемою»), що містить скріплені штоками випробуваний Ц1 і навантажувальний Ц2 гідроциліндри, переміщення яких забезпечується приводним гідроциліндром Ц3, кінематично сполученим з Ц1 і Ц2.

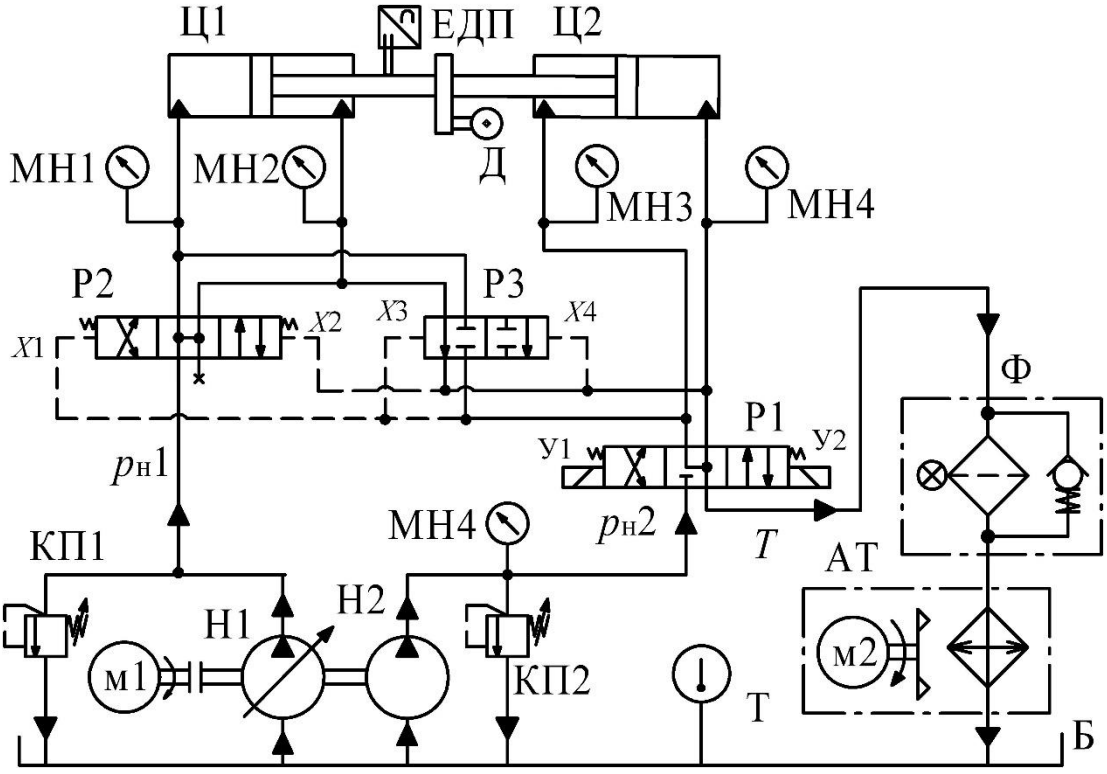



Рис. 3. Гідравлічна схема стенду для випробувань гідроциліндра на функціонування під навантаженням і визначення ККД

Гідророзподільник Р1 забезпечує переміщення гідроциліндра Ц3, а гідророзподільник Р2 тиск в гідроциліндрах Ц1 і Ц2. Насос Н1 з регульованим робочим об'ємом подає РР до гідророзподільника Р1 (тиском $p_н1$), насос Н2 з постійним робочим об'ємом – до гідророзподільника Р2 (тиск $p_н2$). Насос Н1 забезпечує діапазон зміни швидкостей гідроциліндрів Ц1 і Ц2 від мінімального до максимального значень, насос Н2 є навантажувальним, створюючи необхідний тиск у робочих порожнинах гідроциліндрів Ц1 і Ц2. Насос Н1 розвиває тиск, необхідний тільки для подолання сил тертя в ущільненнях гідроциліндрів Ц1...Ц3 (зазвичай $p_н1 \leq 2{,}5$ МПа). Насос Н2 підбирають мінімального робочого об'єму, достатнього тільки для компенсації витоків РР в ущільненнях гідроциліндрів Ц1 і Ц2. За допомогою витратоміра РА вимірюють внутрішні витоки в поршневих ущільненнях гідроциліндрів Ц1 і Ц2. Клапан тиску КД служить для створення підпору в зливній лінії гідроциліндрів Ц1 і Ц2. Для вимірювання хода і зусилля використовуються датчик ЕДП і динамометр Д, відповідно.

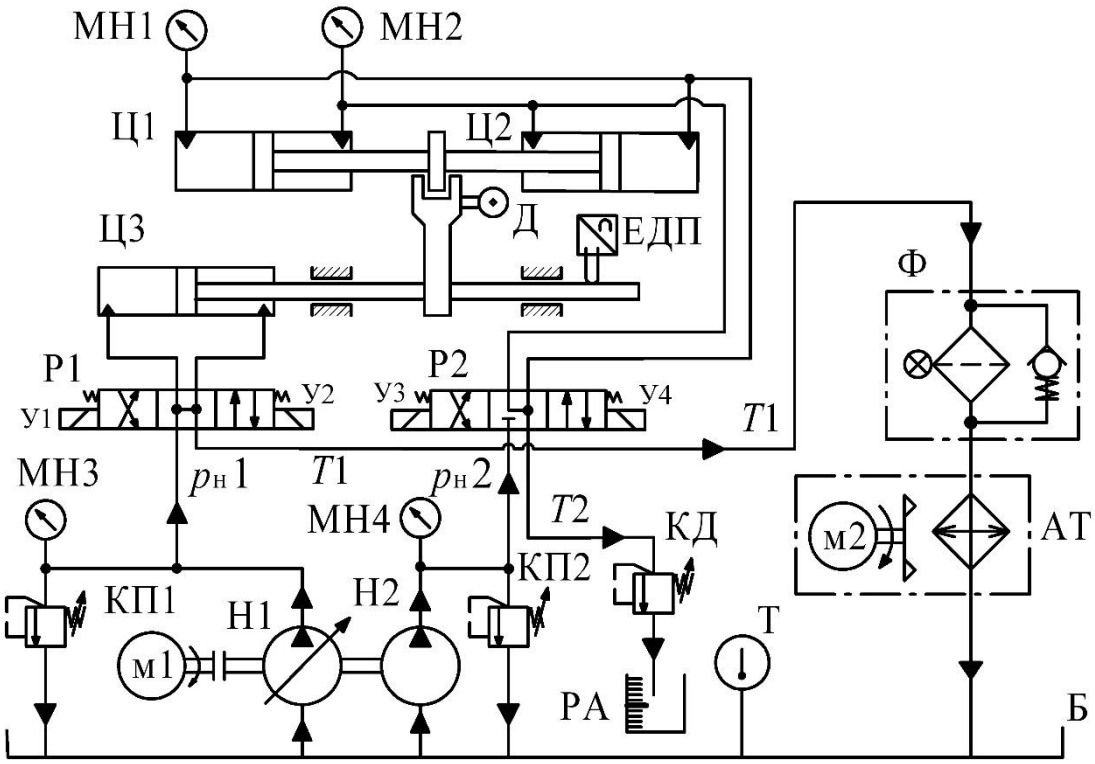
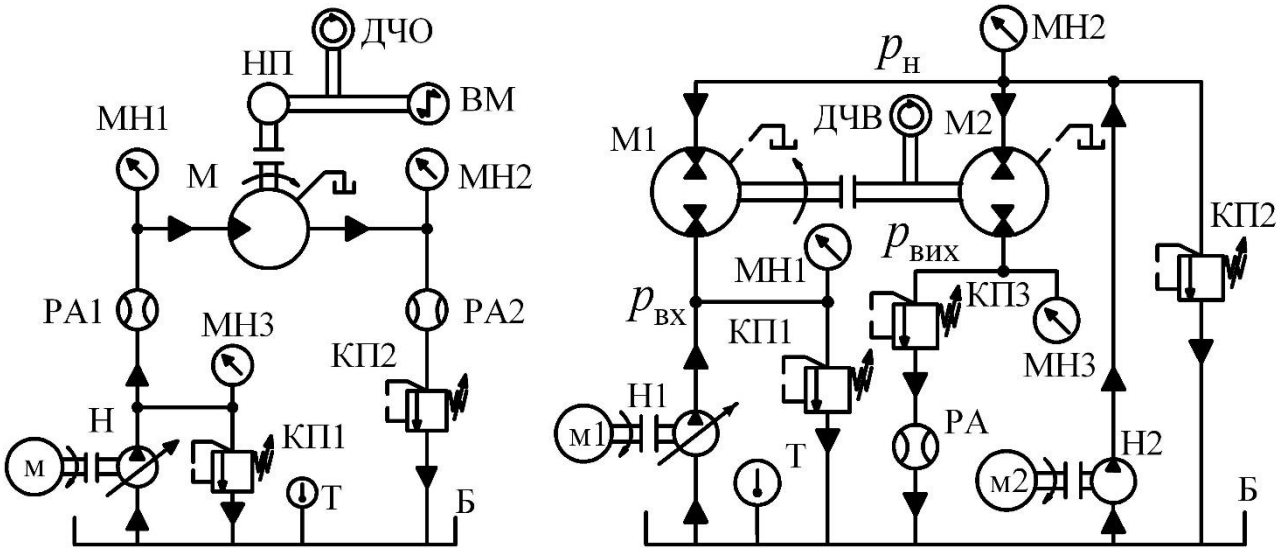



Рис. 4. Гідравлічна схема стенду для випробувань гідроциліндра з рекуперацією енергії

Гідромеханічний ККД гідроциліндрів визначають за 18464-96.

Вихідними параметрами гідромотора є крутний момент, частота обертання і потужність, а втрати потужності оцінюють ККД (загальним, об'ємним і гідромеханічним).

На рис. 5,а представлена принципова гідравлічна схема стенду для визначення ККД гідромотора при використанні пристрою гальмівного навантаження. За допомогою приводного двигуна «м» регульований насос Н нагнітає РР до випробовуваного нереверсивного гідромотора М з пристроєм навантаження НП. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КП1. За допомогою клапана тиску КП2 створюється протитиск на виході з гідромотора (залежно від особливостей конструкції і частоти обертання від 0,1 до 2 МПа). Контроль параметрів забезпечується за допомогою витратомірів РА1 і РА2 на вході і виході з гідромотора М, датчика (перетворювача) частоти обертання ДЧО валу гідромотора, вимірника крутного моменту ВМ, створюваного пристроєм навантаження НП, манометрів МН1...МН3 і термометра Т в гідробаку Б. Частоту обертання гідромотора М змінюють за допомогою регулятора робочого об'єму насоса Н.




а б

Рис. 5. Гідравлічні принципові схеми стендів для випробування гідромоторов (пристрої кондиціонування РР умовно не показані)

ККД гідромотора (загальний) розраховують за формулою

$$\eta = \frac{P_{м}}{P_{м,спож}} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p(Q_{вих} + Q_{вит})}, \qquad (15)$$

де $P_{м} = \dfrac{M \cdot n}{9550}$ – вихідна (ефективна) потужність гідромотора, кВт,

$P_{м,спож} = \dfrac{Q_{\Sigma} \cdot \Delta p}{60}$ – потужність, споживана гідромотором, кВт,

$M$ – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,

$n$ – заміряна частота обертання, хв$^{-1}$,

$\Delta p$ – перепад тисків, заміряний за допомогою манометрів на вході МН1 і виході МН2 з гідромотора, МПа,

$Q_{\Sigma} = Q_{вих} + Q_{вит}$ – витрата, що надходить до гідромотора, л/хв,

$Q_{вих}$ – витрата РР, зміряна витратоміром РА2 на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{вит}$ – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, заміряні за допомогою мірної ємкості і секундоміра або витратоміра, л/хв.

Гідромеханічний ($\eta_{гм}$) і об'ємний ($\eta_{о}$) ККД гідромотора розраховують за формулами

$$\eta_{гм} = \frac{M}{M_{т}}; \quad \eta_{о} = \frac{Q_{т}}{Q_{\Sigma}} = \frac{Q_{т}}{Q_{вих} + Q_{вит}}, \qquad (16)$$

де $M$ – заміряний крутний момент гідромотора, Н.м,
$M_{\text{т}}$ – теоретичний крутний момент

$$M_{\text{т}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_{\text{р}} \cdot \Delta p = 0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p \text{ , Н.м,} \qquad (17)$$

де $V_{\text{р}}$ і $Q_{\text{т}}$ – робочий об'єм [см$^3$] і теоретична подача гідромотора [л/хв], відповідно.

Теоретичну (геометричну) подачу РР через гідромотор визначають за формулою

$$Q_{\text{т}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n \text{ , л/хв.} \qquad (18)$$

Об'ємний ККД гідромотора розраховують також за формулою

$$\eta_{\text{о}} = \eta / \eta_{\text{гм}} \text{ .} \qquad (19)$$

На рис. 5,б представлена гідравлічна принципова схема стенду для випробувань двох гідромоторів М1 і М2 з рівними робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів. Два насоси Н1 і Н2 приводяться в обертання двигунами «м1» і «м2», відповідно, і нагнітають РР в гідросистему: насос Н1 низького тиску (зазвичай до 5 МПа) з регульованим робочим об'ємом забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2, а насос Н2 високого тиску створює навантаження на робочі елементи гідромоторів. Захист гідросистеми від перевантажень забезпечується запобіжними клапанами КП1 і КП2. Для контролю параметрів стенду служать витратомір РА, манометри МН1...МН3 і термометр Т в гідробаку Б. При необхідності на виході з гідромотора М2 встановлюють клапан тиску КП3 для створення підпору в лінії зливу РР в гідробак Б. Рекуперативна схема стенду дозволяє проводити випробування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні з схемою з пристроєм навантаження.

За наслідками вимірювань тиску розраховують середнє значення гідромеханічного ККД

$$\eta_{\text{г.м.середн}} = \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}} \text{ ,} \qquad (20)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання на вході в гідромотори (манометр МН2), МПа,
$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор М1 (манометр МН1), МПа,

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході випробовуваного гідромотора М2 (мано-метр МН3), МПа.

Оскільки в наведеній формулі значення тиску нагнітання $p_{\text{н}}$ і на виході $p_{\text{вих}}$ є постійними для кожного режиму вимірювань, то зв'язок між тиском на вході $p_{\text{вх}}$ і гідромеханічним ККД $\eta_{\text{г.м.середн}}$ має такий вигляд

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{н}} - \eta^2_{\text{г.м.середн}}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}), \text{ МПа.} \qquad (21)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході $p_{\text{вх}}$, що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

Середнє значення загального ККД розраховують за формулою

$$\eta_{\text{середн}} = \eta_{\text{г.м.середн}} \cdot \eta_{\text{о.середн}}, \qquad (22)$$

де $\eta_{\text{о.середн}}$ – середнє значення об'ємного ККД гідромотора, що є відношенням корисної (теоретичної) витрати до загальної витрати РР, що пройшла через гідромотор

$$\eta_{\text{о.середн}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{вих}} + Q_{\text{вит.середн}}}, \qquad (23)$$

де $Q_{\text{т}}$ – геометрична (теоретична) витрата РР через гідромотор, л/хв.,

$V_{\text{р}}$ – робочий об'єм гідромотора, см$^3$,

$n$ – зміряна частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$,

$Q_{\text{вих}}$ – витрата, зміряна витратоміром РА на виході з гідромотора, л/хв,

$Q_{\text{вит.середн}}$ – витоки РР з дренажного отвору гідромотора, (вимірюють витоки з обох гідромоторів і набувають середнього значення), л/хв.

Середнє значення крутного моменту випробовуваних гідромоторів слід встановлювати шляхом обчислення

$$M_{\text{середн}} = \frac{V_{\text{р}}}{2\pi}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{г.м.середн}} =$$

$$= 0{,}159 \cdot V_{\text{р}}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}})\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м.} \qquad (24)$$

Крутний момент зрушування гідромотора (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків) розраховують за формулою

$$M_{\text{зруш.середн}} = \frac{V_{\text{р}}}{2\pi}(p_{\text{н}} - p_{\text{вих}})\sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \text{ Н.м,} \qquad (25)$$

де $p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор М1, при якому нерухома система з двох гідромоторів починає обертатися, МПа.

Механічну потужність на валу гідромотора (зустрічаються також терміни вихідна і ефективна потужність) визначають за формулою

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт,} \qquad (26)$$

де $M$ – заміряний крутний момент, Н.м,

$n$ – заміряна частота обертання, хв$^{-1}$.

Потужність гідромотора при номінальних параметрах (тобто при встановлених розробником гідромоторів номінальних значеннях тиску і частоти обертання) визначають за формулою

$$P_{\text{ном}} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550}, \text{ кВт.} \qquad (27)$$

Потужність, споживану гідромотором, визначають за формулою

$$P_{\text{спож}} = \frac{P}{\eta} = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} \quad \text{або} \quad P_{\text{спож}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\eta} = \frac{M_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ном}}}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \qquad (28)$$

де $\eta$ – загальний ККД гідромотора, максимальне значення якого для сучасних конструкцій досягає 0,9...0,97.

У технічних характеристиках гідромоторів зазвичай приводять номінальні значення параметрів (параметрів в номінальному режимі експлуатації – частоти обертання, тиску, витрати, крутного моменту і потужності

$$n = n_{\text{ном}}; \quad \Delta p = \Delta p_{\text{ном}}; \quad Q_{\Sigma} = Q_{\text{ном}}; \quad M = M_{\text{ном}}; \quad P_{\text{м}} = P_{\text{ном}}, \qquad (29)$$

за допомогою яких можуть бути визначені за наведеними вище формулах значення об'ємного, гідромеханічного і загального ККД. В конкретних умовах експлуатації ОГП гідромотор має робочі параметри, що забезпечують функціонування машини або механізму із заданою частотою обертання і крутним моментом, пропорційним тиску. Термін «робочий тиск» стандартизований як значення тиску в конкретному випадку експлуатації ОГП.

В ОГП підвищеної надійності робочий тиск не повинен перевищувати 75% від номінального, тому важливе значення має етап конструкторьско-

доробочних випробувань (КДВ) гідрофікованої машини, в процесі яких визначають робочі параметри і, при необхідності, уточнюють робочий об'єм гідромоторів.

Випробування гідроапаратів і трубопроводів проводять за стандартними методиками.

На рис. 6 представлена гідравлічна принципова схема установки для визначення втрат тиску і витрати через нерегульований дросель ДР типу «діафрагма», в корпусі 1 якого завдяки гострим дросельним крайкам отвору 2 витрата практично не залежить від в'язкості РР. За допомогою приводного двигуна «м» насос Н нагнітає РР через дросель ДР і витратомір РА в гідробак Б. Захист від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КП. Для вимі-рювання тиску слугують манометри МН1 і МН2, і перетворювачі тиску ПД1 і ПД2, що дозволяють підвищити точність вимірювань і внести результати в пам'ять ПК. Для контролю рівня РР у гідробаку Б встановлено реле РКУ, для вимірювання температури термометр Т з електроконтактним вихідним сигналом, для установки необхідного температурного режиму терморегулятор РТ, який зазвичай є в складі охолоджувача АТ1 і нагрівача АТ2.

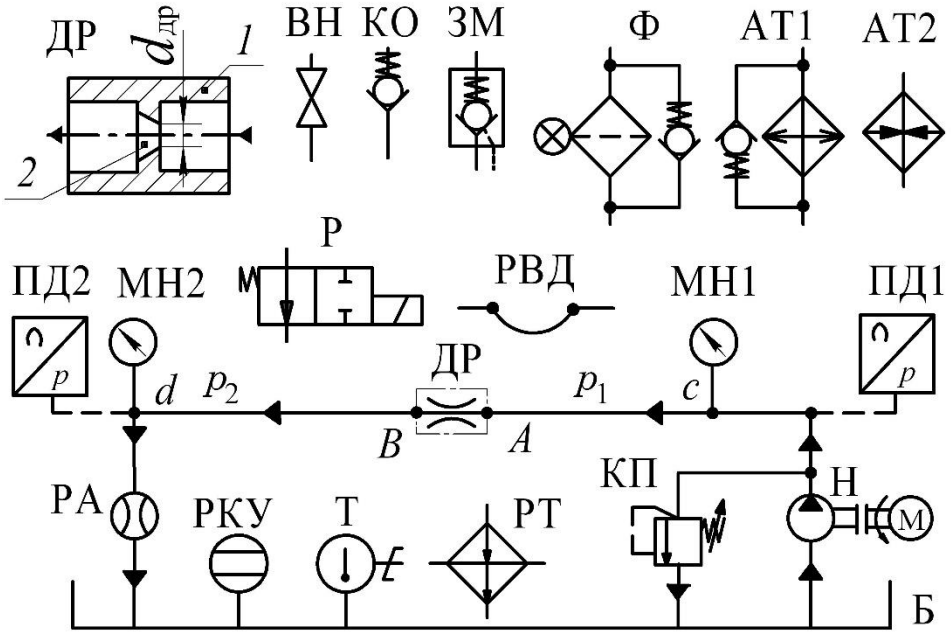



Рис. 6. Гідравлічна принципова схема стенду для вимірювання перепаду тисків та витрати РР у різних гідропристроях

Стенд може також використовуватися для визначення втрат тис-ку і в інших гідропристроях: Р – гідророзподільники; РВД – рукава ви-сокого тиску або металеві гідропроводи; ВН – засувки (гідровентилі); КО – зворотні клапани; ЗМ – гідрозамки; Ф – фільтри; АТ1 і АТ2 – теплообмінні апарати. Під час випробувань особливу увагу слід звертати на необхідність розміщення манометрів і перетворювачів тиску в безпосередній близькості від вхідних і вихідних отворів гідропристроїв $A$ і $B$, щоб уникнути додаткових втрат тиску по дов-

жині в приєднуваних технологічних трубопроводах $c-A$ і $B-d$. У результаті проведених випробувань і обробки результатів вимірювань з метою оцінювання їх достовірності будують графічну залежність перепаду тисків (як різниця показань манометрів або перетворювачів тиску) залежно від витрати РР, тобто перепадно-витратну характеристику гідропристрою. Якщо випробування проводять при різних значеннях в'язкості РР, то отримують сімейство кривих, що дозволяють у підсумку визначити втрати потужності в ОГП на різних експлуатаційних режимах. Під час випробувань гідропристроїв необхідно дотримуватися вимог відповідних нормативних документів.

На рис. 7 наведені гідравлічна принципова схема випробувань та типова залежність зміни тиску на виході редукційного клапана від значення електричного сигналу. До складу входять насос Н з приводним двигуном «м», запобіжний клапан КП, дросель ДР на виході з редукційного клапана КР, витратомір РА для вимірювання витоків РР ($Q_{\text{вит}}$), манометри МН1 і МН2, гідробак Б. За манометром МН1 контролюють тиск на вході в редукційний клапан КР, а за манометром МН2 тиск редукування після редукційного клапана.

Відхилення фактичної від теоретичної лінійної залежності тиску редукування визначають за такими параметрами:

– гістерезис

$$\text{Гіст.} = \frac{p_1 - p_2}{p_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \qquad (30)$$

де $p_1$ – встановлене значення тиску при плавному зменшенні електричного сигналу,

$p_2$ – встановлене значення тиску в тій же точці за рівнем електричного сигналу при плавному збільшенні цього сигналу,

$p$ – номінальне значення тиску, відповідне максимальному значенню електричного сигналу;

– нелінійність

$$\text{Нелін.} = \frac{\Delta p_{\text{макс}}}{p_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \qquad (31)$$

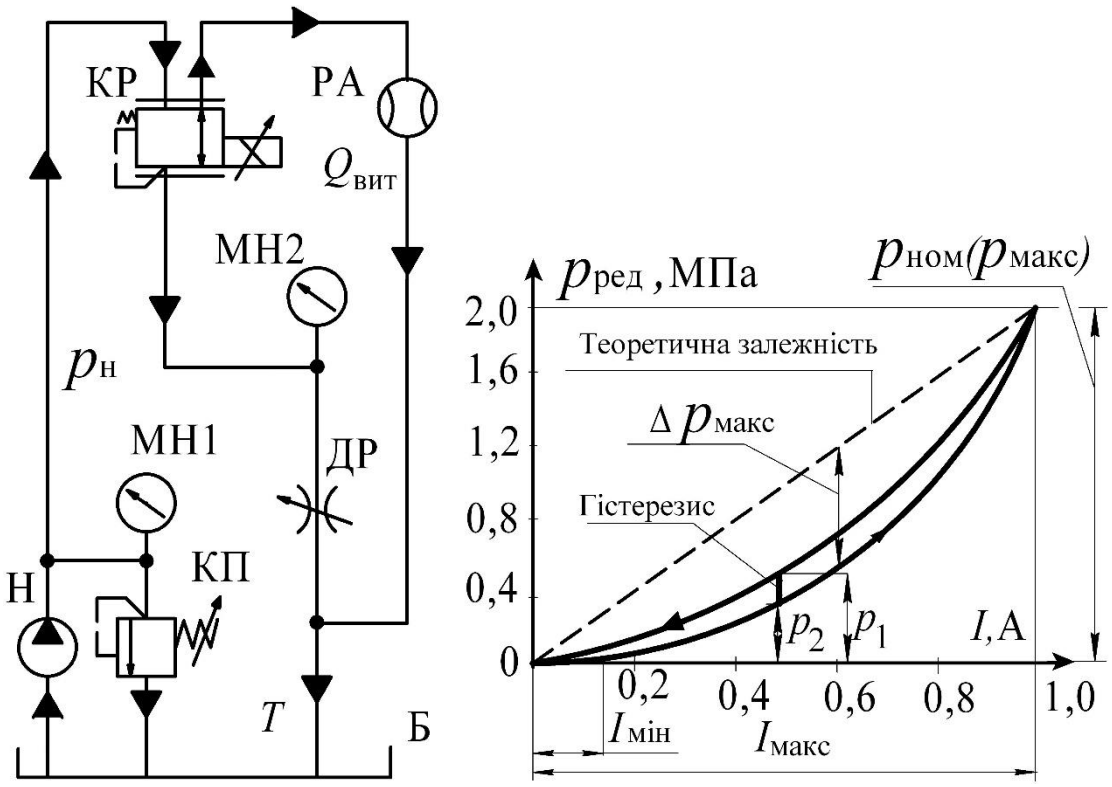
де $\Delta p_{\text{макс}}$ – максимальне відхилення тиску від лінійної залежності;

– повторюваність

$$\text{Повтор.} = \frac{p_{\text{макс}} - p_{\text{мін}}}{p_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \qquad (32)$$

де $p_{\text{макс}}$ і $p_{\text{мін}}$ – максимальне і мінімальне значення тиску, отримане при однакових значеннях електричного сигналу, що задаються стрибком. Для визна-

чення екстремальних значень тиску задають стрибком 10 увімкнень тиску шляхом подачі максимального електричного сигналу.




а б

Рис. 7. Гідравлічна принципова схема стенда (а) і характеристика редукційного клапана КР з пропорційним електромагнітом (б)

Для практичних розрахунків характеристика редукційного клапана з пропорційним керуванням приймається лінійною і має таку форму запису з урахуванням позначень на рис. 7,б

$$p_{ред,i} = p_{макс} \frac{I_i - I_{мін}}{I_{макс} - I_{мін}}, \text{ МПа,} \qquad (33)$$

де $p_{макс}$ – максимальне значення тиску на вході в редукційний клапан (наприклад, тиск насоса $p_н$, див. рис. 7,а ), МПа,

$p_{ред,i}$ – поточне значення редукованого тиску, МПа,

$I_i$ – поточне значення електричного керувального сигналу, відповідне значенню редукованого тиску $p_{ред,i}$, А,

$I_{макс} - I_{мін}$ – діапазон електричного керувального сигналу на пропорційний електромагніт, А,

$I_{\text{мін}}$ – мінімальне значення електричного сигналу, відповідне зоні нечутливості редукційного клапана, А.

При максимальному значенні електричного сигналу тиск редукування досягає максимального значення, рівного тиску на вході в редукційний клапан

$$p_{\text{ред},i} = p_{\text{макс}} = p_{\text{н}} \quad \text{при} \quad I_i = I_{\text{макс}}, \tag{34}$$

а при мінімальному значенні електричного сигналу тиск редукування дорівнює нулю

$$p_{\text{ред},i} = p_{\text{мін}} = 0 \quad \text{при} \quad I_i = I_{\text{мін}}. \tag{35}$$

Значення тиску керування або електричного сигналу (струму або напруги) наводяться постачальниками редукційних клапанів, дозволяючи споживачеві підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування.

За необхідності розрахунку значення електричного сигналу, відповідного необхідному тиску редукування, отримаємо

$$I_i = I_{\text{мін}} + \frac{p_{\text{ред},i}}{p_{\text{макс}}}(I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}), \text{ А}. \tag{36}$$

Таким чином, можливе попереднє розрахункове визначення електричного керувального сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу у вигляді струму або напруги, що формується електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

Гідроапарати з пропорційним електричним керуванням широко застосовуються в мобільних і стаціонарних ОГП. Зведений діаметр гідроапаратів знаходиться в діапазоні від 2 до 50 мм, що дозволяє отримати витрати від 2 л/хв і менш, до 1000 л/хв при максимальному тиску до 35 МПа. Номенклатура гідроапаратів включає гідророз-подільники, гідродроселі, запобіжні і редукційні клапани. Широке застосування в системах керування різними гідропристроями знайшли пропорційні запобіжні і редукційні клапани прямої дії у вкрутному виконанні, забезпечуючи зручність монтажу і герме-тичність гідропристрою. Наприклад, мініатюрні редукційні клапани з умовним проходом 2 і 6 мм концерну «Rexroth Bosch Group» моделі FTDRE і MHDRE на максимальний тиск регулювання 1,8…3,0 МПа мають широкий температурний діапазон від «мінус» 30 до 120°С, що дозволяє їх використати в системах керування коробками передач транспортних засобів, забезпечуючи плавність увімкнення при високій швидкодії.

## 2. Методика випробувань об’ємної передачі

Основою методики випробувань об’ємного гідропривода є вимірювання корисної та споживаної потужності. Корисна потужність розвивається гідромотором, а споживана потужність відноситься до насоса та його приводного двигуна.

На рис. 8 приведена гідравлічна принципова схема ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини та необхідними пристроями для вимірювання параметрів. На рис. 3.2 приведена гідравлічна принципова схема ОГП з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини, до складу якої входять насос Н з регульованим робочим об’ємом і приводним електродвигуном Д1 в балансирному виконанні, гідромотор М, гідророзподільник Р, запобіжний клапан КП та гідробак Б.

Навантажувальний пристрій НП (гальмівна установка) призначена для створення зовнішнього навантаження на вал гідромотора. Для контролю параметрів встановлені манометри МН1…МН3, датчики частоти обертання ДЧОм та ДЧОн, вимірювачі крутного моменту ВМм та ВМн на валах гідромотора та насоса, відповідно, термометр Т та витратомір РА. Для кондиціонування РР служать оливаохолоджувач АТ та фільтр Ф.

ККД ОГП визначають за формулою

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{потр,н}}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}, \qquad (37)$$

де $P_{\text{м}}$, $M_{\text{м}}$ і $n_{\text{м}}$ – вихідна (корисна) потужність, крутний момент, що розвиває гидромотор, та його частота обертання, відповідно,

$P_{\text{потр,н}}$, $M_{\text{н}}$ и $n_{\text{н}}$ – споживана потужність, крутящий момент, що споживає електродвигун на обертання насоса, та його частота обертання, відповідно.

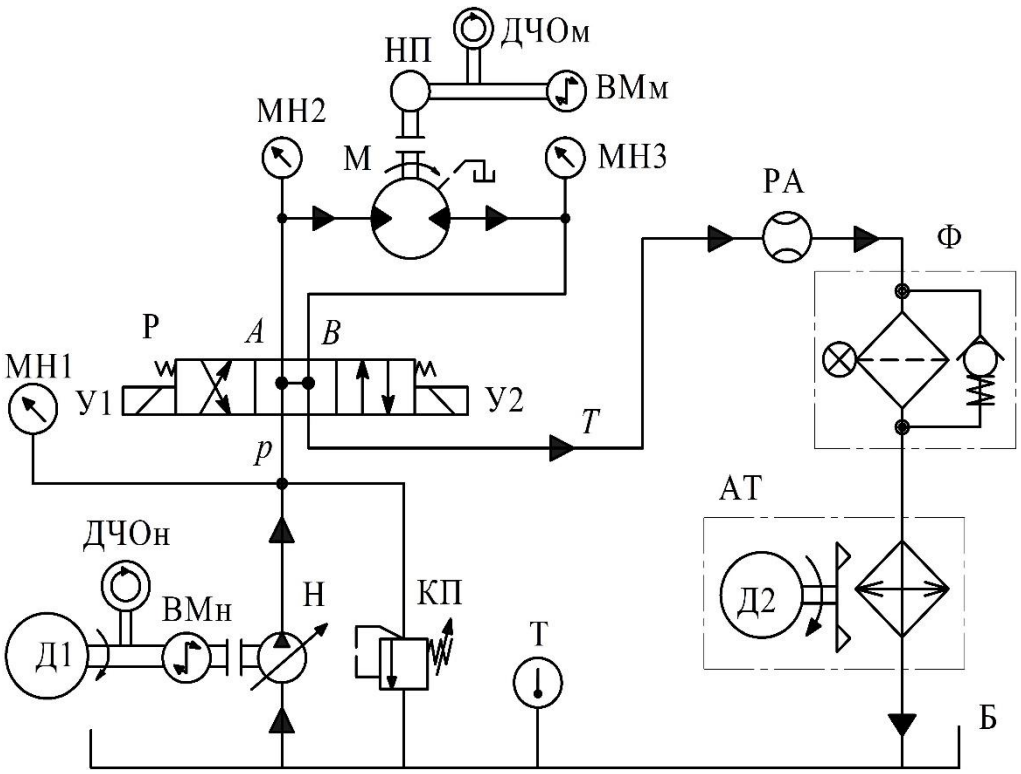



Рис. 8. Гідравлічна принципова схема для визначення ККД гідропривода обертального руху з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини

Як приклад, на рис. 9 приведена на екрані ПК стендова установка і записи параметрів при випробуваннях радіальнопорш-невої гідропередачі с шариками-поршнями.

На рис. 10 приведені залежності корисної потужності гідромотора та ККД ОГП від крутного моменту гідромотора в робочому діапазоні ОГП безступеневої двопотокової трансмісії – від 250 Н.м до 500 Н.м. ККД ОГП збільшується при зростанні крутного моменту гідромотора, зокрема від 0,66 до 0,72 в робочому діапазоні 250…500 Н.м.

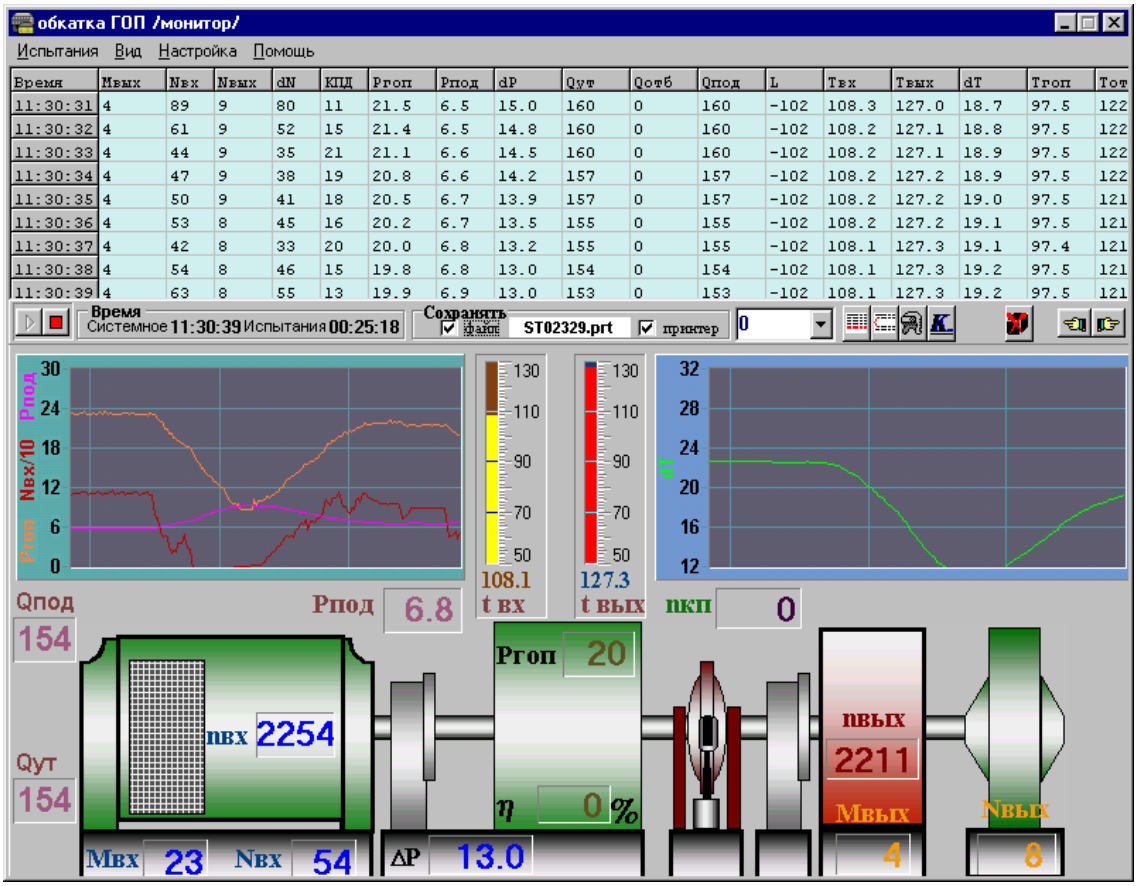



Рис. 9. Загальний вид інформаційної панелі на екрані ПК при випробуваннях об'ємної гідропередачі ГОП-900 на стенді КП ХКБМ ім. О.О. Морозова

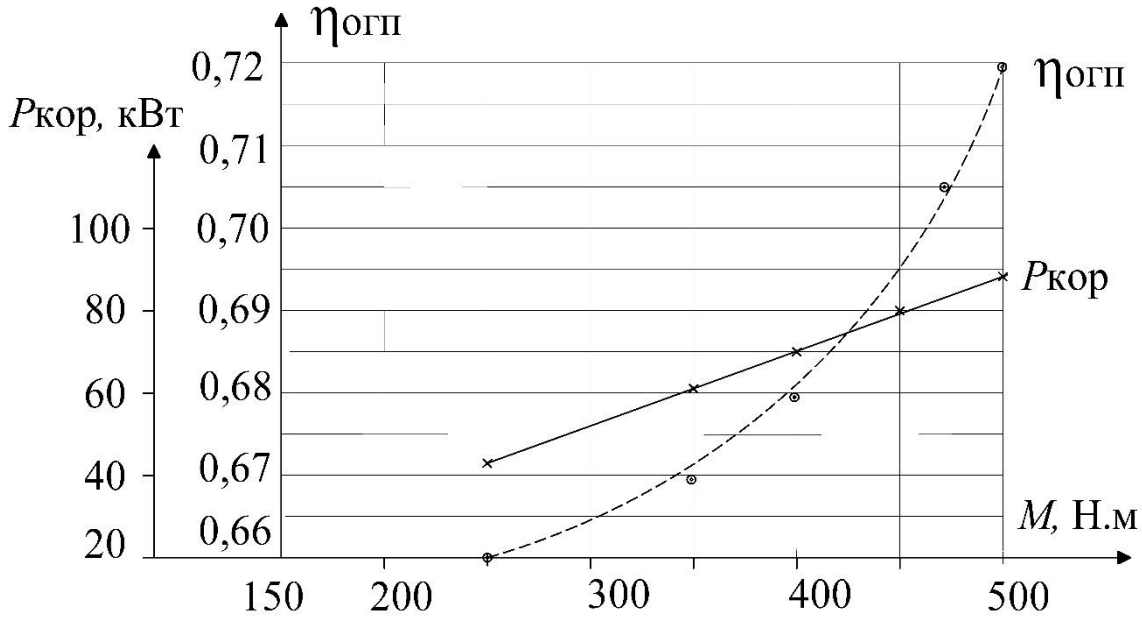



Рис. 10. Залежність корисної потужності та ККД гідропривода від крутного моменту гідромотора MFH-112 (МП-112) в робочому діапазоні трансмісії

На рис. 11 приведені залежності споживаної потужності насосів різних виробників від частоти обертання при «нульовому» за кутом положенні похилого диску.

Це дуже важлива характеристика з точки зору спроможності стартерного запуску ДВЗ з насосом на вихідному валу, коли проміжна муфта зчеплення не встановлюється.

Для номінальних частот обертання насосів витрачена на їх обертання потужність сягає 12…30 кВт і залежить від робочого об'єму основного насоса і як до 5% потужності насосів при номінальної частоті обертання і тиску. Порівняння потужності насосів основного та підживлення (1а) і тільки потужності насоса підживлення (1б) з робочим об'ємом 20 см$^3$ (дані наведені в каталозі фірми SAUER SUNDSTRAND для насосів серії 90) показує, що на мінімальній частоті обертання 500 хв$^{-1}$ основними втратами потужності є втрати в насосі підживлення, а в міру збільшення частоти обертання переважають втрати в основному насосі.

Слід зазначити те, що насос підживлення працює на низькому тиску (зазвичай не більше 3 МПа), і тому має високе значення коефіцієнта подачі до 0,95, і в той же час низькі значення гідромеханічного ККД порядку 0,5...0,6, що слід враховувати при оцінці втрат потужності в гідроприводі

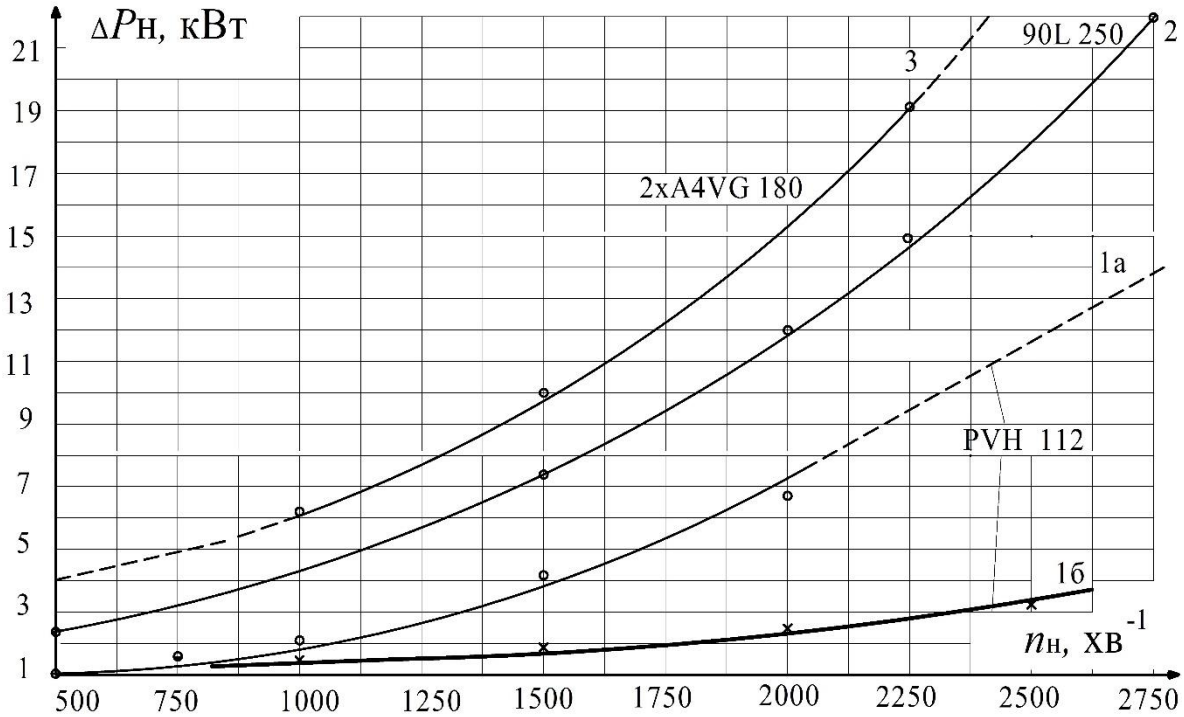



Рис. 11. Залежність споживаної потужності насосів від частоти обертання при «нульовому» положенні похилого диску

На рис. 12 приведені залежності перепаду тиску холостого ходу аксіальнопоршневих гідромоторів від частоти їх обертання. Ці характеристики дуже важливі з точки зору оцінки гідродинамічних втрат в гідромоторах при роботі га підвищених частотах обертання. Слід звернути увагу на наявність зони «негативного опору» в гідромоторі MFH-112 на низьких частотах обертання через підвищення механічних втрат у цьому діапазоні. Істотний вплив на значення втрат надає температура РР (криві 1 і 2). Втрати потужності холостого

ходу гідромоторів, що визначаються перепадом тисків між порожнинами високого і низького тиску в залежності від частоти обертання, істотно відрізняються. Так у гідромоторі A2FM180 перепад тисків становить 3,5 МПа, а в гідромоторі A2FM355 близько 1,8 МПа при номінальних значеннях частот обертання 3600 і 2240 хв$^{-1}$, відповідно. Відношення перепадів тиску до номінального тиску становить 8,8% для гідромотора A2FM180 і 5,1% для A2FM355 (номінальні тиски 40 і 35 МПа, відповідно). За цими результатами можна зробити висновок про форсування гідромотора A2FM180 по частоті обертання.

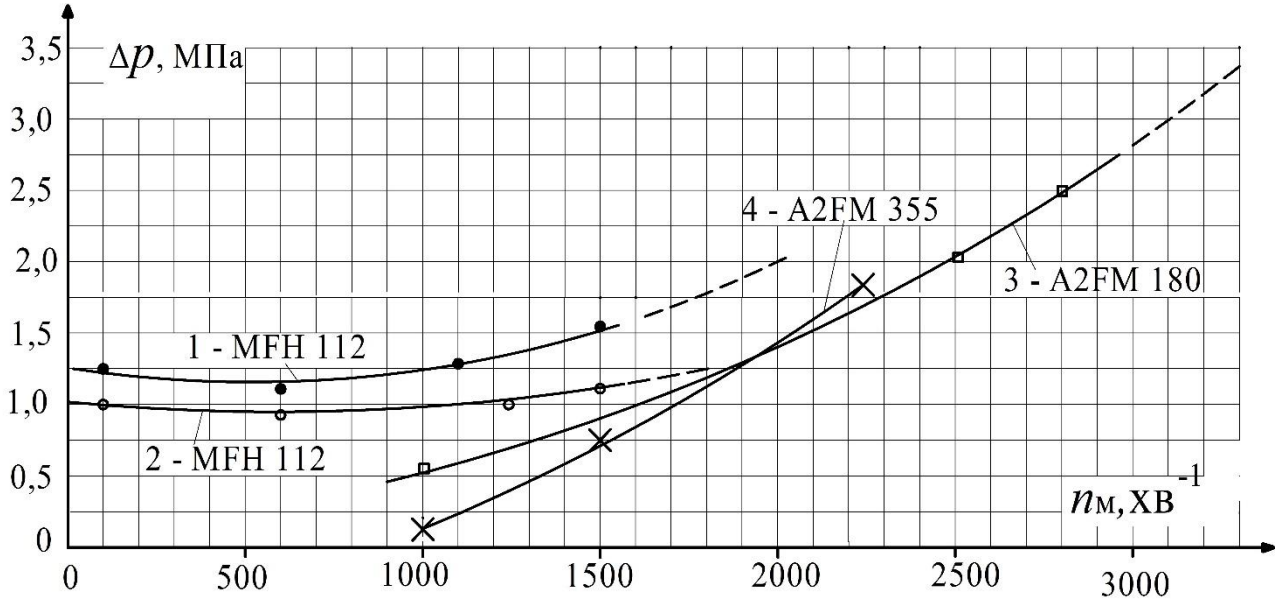



Рис. 12. Перепад тиску холостого ходу від частоти обертання гідромоторів

Запитання:

6. Який алгоритм має методика випробувань насосів ?
7. Які існують методи випробувань гідроциліндрів ?
8. Які існують методи випробувань гідромоторів ?
9. Яким чином випробують гідро пристрої з електромагнітним пропорційним керуванням ?
10. Яким чином ведуть випробування об’ємних гідропередач ?

Література


1. https://b-lab.pro/ptv-vissim/
2. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim / Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, І. В. Михайленко, Є. М. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2021. – 4(68). – С. 15–35.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.
5. Іванов М.І. Сучасні тенденції застосування гідротрансмісій в приводах самохідних сільскогосподарьских машин / М. І. Іванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Винницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.
6. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А., Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.
7. Промисловий трактор-бульдозер ТС-10. – http://xtz.ua/ua/technical-doc.html
8. Самородов В. Б. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора / Б. В. Самородов, Г. А. Аврунин Г.А., І.І. Мороз, О. В. Щербак // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2021. – № 23. – С. 94-106.
9. Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» (розділ теми 2 лекційного курсу «Моделювання динамічних процесів в об'ємному гідроприводі»). З.Я. Лурьє, О.І. Гасюк, Є.Н. Цента, Г.А. Аврунін, ХНАДУ, 2019. – 60 с.

ЗМІСТ

Вступ……2
Лекція 5. Методика розрахунку динаміки ОГП з гідромоторами для технологічного обладнання БДМ…….3
Лекція 6. Методика розрахунку динаміки ОГП з гідромоторами для пересування БДМ (на прикладі бортового ОГП гусеничного трактора ТС-10 і комунальної прибиральної машини)……..19
Лекція 7. Імітаційне моделювання динаміки об’ємного гідропривода рульового керування колісного трактора…….45
Лекція 8. Основи методики експериментальних досліджень ОГП БДМ……..58
Література…….78

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни PHD

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об’ємних гідроприводів будівельних та дорожніх машин»

Методичні вказівки (лекції 5 – 8)

Укладач: АВРУНІН Григорій Аврамович

Відповідальний за випуск професор Фідровська Н. М.

В авторській редакції

Підп. до друку 2023 р. Формат 60х84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr . Ум. друк. арк. 3,75
Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Віддруковано
Свідоцтво