

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ОБ'ЄМНОМУ ГІДРОПРИВОДІ СТІЛИ БУРИЛЬНО-КРАНОВОЇ МАШИНИ

Аврунін Г.А., Мороз І.І.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянуто вдосконалену гідравлічну схему й методику розрахунку об'ємного гідропривода стріли бурильно-кранової машини. На основі математичної моделі динаміки гідропривода змодельовано вплив зовнішнього навантаження та модуля пружності робочої рідини на коливальні процеси за допомогою пакету прикладних програм VisSim. Матеріали корисні для фахівців машинобудівного профілю, студентів-магістрів і аспірантів.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, бурильно-кранова машина, статичний і динамічний розрахунки, пакет VisSim, осцилограма.

Вступ

Бурильно-кранові машини (БKM) створені на базі тракторів і призначені для буріння шурфів під різні опори в ґрунтах, широко застосовуються в будівельно-дорожніх роботах. Склад машини містить бурову установку й кранове обладнання. Сучасною тенденцією є застосування об'ємного гідропривода не тільки для підйому-опускання стріли, а також для обертання бурового обладнання. Об'ємний гідропривод має чимало переваг над механічним, зокрема здійснення режимів безступеневої зміни швидкості технологічного обладнання, спрощене розташування гідропристроїв щодо робочих органів за допомогою рукавів високого тиску й, безумовно, надійний захист від перевантажень за тиском. Водночас ведуться науково-дослідницькі та конструкторські роботи щодо підвищення ККД гідропривода, енергозбереження й автоматизації його роботи. Бурильна стріла піднімає та опускає робочий орган машини, а також виконує важливу технологічну операцію подачі бурильного шнека в ґрунт. Продуктивність бурильної установки суттєво залежить від швидкодії подачі, тому необхідно вважати доцільним проаналізувати функціонування гідропривода стріли, зважаючи на динамічні навантаження бурильної установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Перша класифікація бурових установок для вітчизняних фахівців у галузі з'явилась 1959 р. і передбачала п'ять класів для експлуатаційного й глибокого розвідувального буріння, що розрізнялися за номінальною вантажопідйомністю [1]. Розвиток бурових установок сприяв створенню 1989 р. класифікації відповідно до ГОСТ 16293, що містила 12 класів, основними параметрами яких

визначено допустиме навантаження на гаку й умовний діапазон глибин буріння. У шифрі бурових установок вказувалось допустиме навантаження на гаку й умовна глибина буріння. До важливих властивостей, що вказувались у шифрі бурової установки, належали тип силового привода (Д – дизельний, ДГ – дизель-гідравлічний, ДЕР – дизель-електричний регульований, Е – електричний на змінному струмі, ЕП – електричний на постійному струмі тощо) та монтажна здатність бурової установки (наприклад, У – універсальна монтажна здатність).

Бурові установки та їх тип безперервно вдосконалюється, щоб найкраще відповідати умовам буріння на суші й на морі в різних регіонах світу. Інформація щодо бурових установок подана також у роботах [2–5].

Номенклатура бурильно-кранових машин, зокрема на базі вітчизняних колісних тракторів, а також вимоги експлуатації наведені в працях [6–9]. Для обертання бури застосовуються механічні та гідравлічні приводи.

На рис. 1 продемонстровано машину БKM-2М на базі трактора ХТЗ-17221 з об'ємним гідроприводом обертання шнека. Об'ємний гідропривод обертання бурового обладнання також застосований на машині БKM-2М на базі трактора ХТА-200.

Машина БKM-2М функціонує з діаметрами шурфу до 420 мм, глибина буріння становить 2500 мм, частота обертання бури – від 60 хв⁻¹ до 120 хв⁻¹, вантажопідйомність кранового обладнання – до 2 кН.

Українські компанії *Flagma* [10; 11] та «Гідролідер» [12] виготовляють бурильно-кранове устаткування моделі БКУ-1МК-Т з механічним приводом бури та моделі БКУ-2МК-Т з гідравлічним приводом обертання бури.



Рис. 1. Машина БКМ-2М на базі трактора ХТЗ-17221 з гідравлічним приводом обертання бура

Бурильно-кранове обладнання монтується на тракторах Т-150К, ХТА-200, ХТЗ-150К і ХТЗ-17221. Крім бурильно-кранового обладнання, машини можуть оснащуватися бульдозерним відвалом. Такі машини мають ідентичні характеристики з БКМ-2М.

Недоліком гідроприводів серійних машин БКМ є відсутність гідрозамків на гідроциліндрах, що забезпечують безпечнішу роботу приводів кранової та бурової стріл, а також застосування шестеренного насоса з постійним робочим об'ємом, що на деяких режимах призводить до високих значень витрат палива.

Це режими мають зменшені щодо подачі насоса витрати робочої рідини (РР), коли її неспоживана частина дрослюється через запобіжний клапан і спричиняє зайві витрати палива й перегріву РР [13]. У роботі [14] запропоновано модернізовану комплексну гідравлічну схему приводів обертання й переміщення стріли машини БКМ-2М способом установа аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом і регуляторів витрати на кожний з приводів (обертання і стріли).

Використання регуляторів витрати з електрогідравлічним пропорційним керуванням дає змогу автоматизувати роботу бурового обладнання машини. Таке рішення є прогресивним, однак здається достатньо застосувати не регулятори витрати з функцією підтримки жорсткості витратної характеристики РР у разі зміни тиску, а використовувати дроселі з пропорційним керуванням. Для цього також можна встановити аксіальнопоршневий насос з автоматичним регулятором тиску та витрат.

Дроселем налаштовують необхідну подачу РР, а насос завдяки *LS*-функції регулятора

автоматично підтримує необхідну витрату. Жорсткість витратної характеристики забезпечує насос в автоматичному режимі та з високим об'ємним ККД до 98 %.

Мета й постановка завдання

За результатами огляду інформаційних джерел приходимо до висновку, що наразі відсутні студії, пов'язані з комплексним дослідженням роботи бурильного обладнання щодо динамічних навантажень на стрілу підйому-опускання бурового шнека на різних етапах технологічного процесу буріння. Тому приймаємо рішення щодо вдосконалення гідропривода стріли з метою підвищення енергозбереження та розроблення методик статичного й динамічних розрахунків.

Ставимо завдання моделювання роботи гідропривода з використання пакету прикладних програм *VisSim* на режимах зі змінним за часом навантаженням стріли з боку бурильного шнекового обладнання.

Аналіз динаміки гідропривода стріли бурильно-кранової машини

На рис. 2 подано гідравлічну модернізовану схему гідропривода переміщення гідроциліндрів бурової та кранової стріл машини БКМ.

Гідропривод містить насосний блок А і блок гідорозподільників Б, гідроциліндрів Ц1...Ц5, регульованого дроселя ДР, бака Б, фільтра Ф, рукавів високого тиску РВТ і приводного ДВЗ.

Аксіальнопоршневий насос Н нагнітає РР до дроселя ДР з електромагнітним пропорційним керуванням. Сигнал керування У сприяє відкриттю щілини дроселя. За відсутності електроживлення пружина дроселя повністю перекриває його щілину.

Б, витратомір РА, термометр Т і реле РКР

контролю рівня РР в гідробаку.

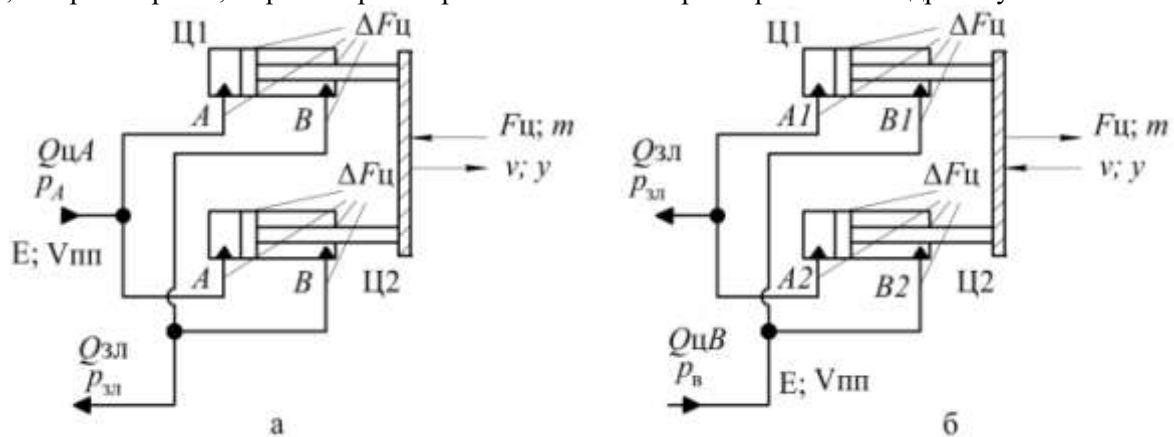


Рис. 3. Розрахункові схеми гідропривода переміщення кранової та бурової стріл у разі підводу РР в поршневу (а) або штокову (б) порожнини

Використання електропропорційної дросельної системи регулювання швидкості гідроциліндрів потребує використання електронного блоку БУ керування дроселем. Далі розглянемо статичні та динамічні розрахунки гідропривода бурильної стріли за змінних параметрів навантаження, швидкості гідроциліндрів і модуля пружності РР на рис. 3 подано розрахункову схему гідропривода переміщення гідроциліндрів стріли Ц1 і Ц2 бурильно-кранового обладнання машини БКМ.

Робочий режим крана під час підйому вантажу продемонстровано на рис. 3, а, де на гідроциліндри Ц1 і Ц2 діє зовнішнє навантаження $F_{ц}$, яке потрібно подолати за допомогою підведення РР в порожнини А1 і А2 під тиском p_A , і з метою створення необхідної швидкості гідроциліндра V для подолання переміщення значенням y за час t треба підвести витрату $Q_{цA}$. У гідроциліндрі діють сили тертя $\Delta F_{ц}$ в поршневому та штоковому ущільненнях, а також втрати тиску в умовах течії РР.

Ці сили тертя є гідромеханічними витратами та визначають гідромеханічний ККД гідроциліндра. Силу зовнішнього навантаження $F_{ц}$ і сили тертя $\Delta F_{ц}$ треба подолати за допомогою тиску p_A . РР зливається зі штокових порожнин В1 і В2 гідроциліндрів під тиском $p_{зл}$. Властивістю ділянки підводу РР є її стисливість (визначається модулем пружності E) і початковий об'єм поршневої порожнини $V_{пп}$.

На рис. 3, б запропоновано схему роботи гідропривода під час опускання стріли для здійснення навантаження на буровий шнек. РР під тиском p_B і витратою $Q_{цB}$ підводиться в штокові порожнини В1 і В2 гідроциліндрів Ц1 і Ц2 для подолання зовнішнього навантаження $F_{ц}$. Одночасно РР зливається з поршневих порожнин А1 і А2 гідроциліндрів під тиском $p_{зл}$.

Важливо зауважити, що роботу бурильної стріли можна розглянути на двох режимах. За умови підйому стріли без протидії ґрунту на шнек, коли останній обертається, практично на гідроциліндри діє мінімальне зусилля зовнішнього навантаження. Але в разі, коли бур не обертається внаслідок поломки гідромотора, зусилля на гідроциліндри може суттєво зростати для зрушування бурового шнека в ґрунті.

Тому розглядаємо гідропривод переміщення бурильної стріли на двох режимах, які можуть бути екстремальними щодо значень зовнішнього навантаження на гідроциліндри.

У зв'язку з тим, що гідроциліндри працюють паралельно, то для спрощення запису розрахункових формул розглядаємо один гідроциліндр, а для визначення подачі насоса та вибору його робочого об'єму, а також ККД гідропривода й діаметрів трубопроводів додамо необхідні подвійні значення витрати.

Такий підхід дасть змогу обрати окремо конкретний гідроциліндр з номенклатурного ряду їх виробника.

Крім того, перехід на живлення гідропривода від аксіальнопоршневого насоса з номінальним тиском 28 МПа (максимальним 35 МПа) дає змогу підняти значення зовнішнього навантаження на гідроциліндри, тобто підвищити технічний рівень бурильної установки.

Для статичного розрахунку гідропривода потрібні такі вихідні показники:

1) зусилля, що розвиваються гідроциліндрами в процесі підводу РР в безштокову (поршкову) $F_{цА}$ і штокову $F_{цВ}$ порожнини для гідроциліндрів двосторонньої дії (відповідно до рис. 3), кН;

2) максимальний хід поршнів гідроциліндрів $l_{п}$, мм;

3) час t переміщення поршнів гідроциліндрів з одного крайнього положення в інше (прямий хід під час руху штоків назовні й зворотний хід у процесі руху всередину гідроциліндрів), с;

4) значення номінального $p_{ном}$ (що допускається в роботі без обмеження за часом) і максимального $p_{макс}$ тисків, якими зазвичай задаються з огляду на номенклатуру гідроприводів (насоса, гідроциліндра й гідроапаратури управління та захисту від перевантажень), МПа;

5) значення номінальної частоти обертання привідного ДВЗ насоса гідропривода, $хв^{-1}$;

6) діапазон зміни швидкості гідроциліндрів в експлуатації.

Метою розрахунку гідропривода є визначення діаметрів поршнів і штоків гідроциліндрів, витрати РР, споживаної гідроциліндрами, допустимого навантаження на гідроциліндри, робочого об'єму насоса й потужності привідного ДВЗ, визначення ККД гідропривода, зведеного діаметра трубопроводів і гідроапаратів, а також ємності гідробака.

Алгоритм розрахунку гідропривода стріли бурильної установки передбачає декілька етапів, наведених у роботах [13; 15]. Ці етапи передбачають:

1) розрахунок діаметра поршня та вибір гідроциліндра;

2) уточнення робочого перепаду тисків, необхідного для подолання зовнішнього навантаження за обраних діаметрів поршня й штока гідроциліндра;

3) розрахунок швидкості поршня та споживаної витрати РР проводять за теоретич-

ними формулами з огляду на високий рівень герметичності ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів близьким до 100 %;

4) визначення навантаження, що відповідає втраті поздовжньої стійкості гідроциліндра;

5) розрахунок робочого об'єму насоса, що забезпечує споживану витрату РР;

6) обчислення ККД гідропривода;

7) розрахунок ємності гідробака, діаметрів трубопроводів, вибір фільтра й сорту РР.

Для обчислення ККД гідропривода необхідно знайти його корисну й споживану потужність. Корисну потужність розраховують за відомою формулою

$$P_{кор} = 10^{-3} F_{цА(В)} \cdot v_{п}, \quad \text{кВт}, \quad (1)$$

де значення зусилля $F_{цА(В)}$ є заданим [Н], а швидкість $v_{п}$ поршня [м/с] визначають за попередніми розрахунками.

Для обчислення споживаної насосом потужності необхідно зважати на особливості машинно-дросельного способу регулювання швидкості, за умов якого маємо аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом і додатково для налаштування необхідних витрат на встановлений дросель і, отже, реалізується режим LS енергозбереження.

Тому з огляду на витрати на дроселі запишемо формулу для тиску нагнітання насоса гідропривода з машинно-дросельним регулюванням швидкості гідроциліндра:

$$p_{н.маш-др} = p_{н} + \Delta p_{др.LS}, \quad \text{МПа}, \quad (2)$$

де $\Delta p_{др.LS}$ – перепад тисків на дроселі. Завдяки йому та зворотному зв'язку на регуляторі витрати РВ насоса налаштовується автоматично необхідна за технологічним процесом подача насоса (зазвичай $\Delta p_{др.LS} \approx 1,4$ МПа). Тоді споживана потужність насоса дорівнює:

$$P_{спож} = \frac{Q_{н} \cdot p_{н.маш-др}}{60 \cdot \eta_{н}} = \frac{Q_{нт} \cdot p_{н.маш-др}}{60 \cdot \eta_{нт}}, \quad \text{кВт}, \quad (3)$$

де $p_{н.маш-др}$ – тиск на виході насоса, МПа; $Q_{н}$ – фактична подача насоса, л/хв; $Q_{нт}$ –

теоретична подача насоса, л/хв; η_n і $\eta_{\text{нгм}}$ – загальний і гідромеханічний ККД насоса.

У технічній характеристиці насосів наводяться значення загального ККД (η_n) і об'ємного ККД, тому гідромеханічний ККД обчислюють за формулою

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_n / \eta_{\text{но}}. \quad (4)$$

Отже, загальний ККД гідропривода визначають як

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}. \quad (5)$$

Для динамічних обчислень гідропривода нахилу бурильної стріли скористаємось розрахунковою схемою підйому-опускання бурильної стріли машини БКМ (див. рис. 3) як частиною повної гідравлічної принципової схеми (рис. 2). Розглядаємо роботу гідропривода за найбільш напруженого режиму, коли необхідно витягнути буровий шнек із ґрунту.

На такому режимі потрібно створювати максимальне зусилля на стрілу, щоб витягнути бур із ґрунту. Обмеженням щодо зусилля, яке може створити гідропривод, є тиск РР від аксіальнопоршневого насоса. Максимальне значення тиску може досягати 35 МПа відповідно до технічної характеристики насоса й налаштовується регулятором тиску РТ насоса, а також може бути обмеженим запобіжним клапаном у блоці гідророзподільників.

Якщо йти шляхом підвищення тиску, тоді необхідно підібрати гідророзподільники й гідроциліндри на такий самий підвищений тиск. Принципово закордонна номенклатура гідророзподільників і гідроциліндрів дає змогу функціонувати на підвищених до 32 МПа тисках.

Отже, розглядаємо режим, коли до поршнів циліндрів підводиться витрата $Q_{2\text{ц}}$ під тиском p_A . Ця витрата необхідна бути за значенням такою, щоб поршні зі штоками рухалися зі швидкістю V і переміщувалися на задану відстань y (повний хід гідроциліндра досягає 900 мм). РР зливається зі штокової порожнини гідроциліндра під тиском $p_{3\text{л}}$. Сили зовнішнього навантаження на два гідроциліндри $F_{2\text{ц}}$, сили тертя $\Delta F_{2\text{ц}}$ і силу, що створюється тиском на злив $p_{3\text{л}}$ в што-

кових порожнинах, необхідно подолати за допомогою тиску p_A .

У зв'язку з високою герметичністю сучасних ущільнень витрати щодо витоків РР відсутні, і їх не розглядаємо в математичній моделі.

Також для спрощення не розглядаємо модель дроселя системи LS на вході в гідророзподільник, а обмежуємося завданням витрати РР на вході в поршневі порожнини гідроциліндрів.

Така дія досягається електронним блоком гідропривода, який трансформувє потрібні умови роботи щодо швидкості гідроциліндра автоматичним відкриттям щілини дроселя та зворотним зв'язком за швидкістю штока гідроциліндра.

На штоках гідроциліндрів діють сили опору зовнішнього підсумкового навантаження $F_{2\text{ц}}$, тиску $p_{A(B)}$, напіссухого й рідинного тертя в ущільненнях.

У побудові математичної моделі гідропривода зважаємо на такі припущення [16]: коефіцієнти витрати μ , щільність ρ і модуль E об'ємної пружності РР приймаємо постійними, рівними середнім значенням; нехтуємо витоками РР в елементах гідропривода порівняно зі значеннями витрат у порожнинах гідроциліндра; не беремо до уваги хвилеві процеси в трубопроводах з причини їх незначної довжини та великого діаметра; тиск на виході насоса за умови увімкнення гідророзподільника приймаємо постійним, який налаштований запобіжним (переливним) клапаном гідропривода.

Візьмемо за основу математичну модель гідропривода поступального руху (з гідроциліндром) [16] з огляду на прийняті припущення та з доповненнями, пов'язаними із завданням витрати та зовнішнього навантаження в повному циклі переміщення гідроциліндра за допомогою числових блоків пакету прикладних програм *map-VisSim*.

Витрата РР в поршневих порожнинах гідроциліндрів має вигляд

$$Q_{2\text{ц}} = 2S_n \cdot v + \frac{V_{\text{мн}} + 2S_n \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_A}{dt}, \quad (6)$$

і в нормальній формі Коші щодо похідної $\dot{p}_A$ знайдемо значення тиску:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{Q_{2\text{ц}} - 2S_n \cdot v}{V_{\text{мн}} + 2S_n \cdot y} \cdot E; \quad p_A = \int_0^{t_k} dp_A dt, \quad (7)$$

де $Q_{2ц}$ – витрата РР на вході в гідроциліндри; $S_{ц}$ – ефективна площа поперечного перерізу поршневої порожнини одного гідроциліндра діаметром $D_{ц}$ [мм]; v і y – швидкість [м/с] і переміщення поршнів [м], відповідно; $V_{пш}$ – початковий об'єм РР в поршневих порожнинах, дм^3 ; E – модуль пружності РР, МПа.

Рівняння руху поршнів навантажених гідроциліндрів з огляду на сили тертя через їх гідромеханічний ККД має вигляд

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [2S_{п} p_A - 2S_{пш} p_B - F_{2ц} - \Delta F_{2ц}],$$

$$v = \int_0^{t_k} \dot{v} dt, \quad y = \int_0^{t_k} v dt, \quad (8)$$

де втрати на тертя $\Delta F_{2ц}$ визначаємо як

$$\Delta F_{2ц} = F_{2цт} (1 - \eta_{гм}), \text{ Н}, \quad (9)$$

де $\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД одного гідроциліндра:

$$\eta_{гм} = F_{ц} / F_{цт}, \quad (10)$$

де $F_{ц}$ – фактичне заміряне, наприклад, під час стендових випробувань значення зусилля, що розвивається гідроциліндром, Н; $F_{цт}$ – теоретичне значення зусилля, Н.

Гідромеханічний ККД гідроциліндра залежить від значення тиску РР та витрат тертя і тиску вздовж довжини та в каналах штуцерів, досягаючи за номінального (максимального робочого) тиску 96 %...99 %, та істотно знижується за низького тиску, наближаючись до $\eta_{гм} \approx 0$.

Гідромеханічний ККД для поршневого гідроциліндра з однобічним штоком визначають за формулами [13; 15]:

– за умови прямого ходу поршня й підводу РР в порожнину А:

$$\eta_{гмА} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{цА}}{D^2 p_A - (D^2 - d^2) p_{зл}}, \quad (11)$$

де теоретичне значення зусилля дорівнює

$$F_{цтА} = \frac{\pi [D^2 p_A - (D^2 - d^2) p_{зл}]}{4}, \text{ Н}; \quad (12)$$

– за умови зворотного ходу та підводу РР в порожнину В:

$$\eta_{гмВ} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{цВ}}{(D^2 - d^2) p_B - D^2 p_{зл}}, \quad (13)$$

де теоретичне значення зусилля дорівнює

$$F_{цтВ} = \frac{\pi [(D^2 - d^2) p_B - D^2 p_{зл}]}{4}, \text{ Н}; \quad (14)$$

де $F_{цА}$ і $F_{цВ}$ – зусилля на штоку гідроциліндра під час підводу РР у відповідну порожнину, Н; D і d – діаметри поршня й штока, відповідно, мм; p_A і p_B – тиск нагнітання в порожнинах гідроциліндра, МПа; $p_{зл}$ – тиск у зливній порожнині гідроциліндра, МПа.

Запишемо рівняння для знаходження тиску, швидкості та переміщення гідроциліндрів за умов течії РР під тиском p_B в штокові порожнини, що відповідає технологічному режиму подачі бурового шнека в ґрунт.

Знаходимо витрату в штокових порожнинах гідроциліндрів:

$$Q_{2шт} = 2S_{штп} \cdot v + \frac{V_{штп} + 2S_{штп} \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_B}{dt}, \quad (15)$$

і в нормальній формі Коши щодо похідної $\dot{p}_A$ знайдемо значення тиску:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{Q_{2штп} - 2S_{штп} \cdot v}{V_{штп} + 2S_{штп} \cdot y} \cdot E; \quad p_B = \int_0^{t_k} dp_B dt, \quad (16)$$

де $Q_{2штп}$ – витрата РР на вході в гідроциліндри, л/хв; $S_{штп}$ – ефективна площа поперечного перерізу штокової порожнини одного гідроциліндра діаметром поршня $D_{п}$ [мм] і штока $d_{шт}$ [мм], мм^2 ; v і y – швидкість [м/с] і переміщення поршнів [м], відповідно; $V_{штп}$ – початковий об'єм РР в поршневих порожнинах, дм^3 ; E – модуль пружності РР, МПа.

Рівняння руху поршнів навантажених двох гідроциліндрів з огляду на сили тертя через їх гідромеханічний ККД має вигляд

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [2S_{штп} p_B - 2S_{пш} p_A - F_{2ц} - \Delta F_{2ц}],$$

$$v = \int_0^{t_k} \dot{v} dt, \quad y = \int_0^{t_k} v dt, \quad (17)$$

Для гідропривода переміщення бурильної стріли за допомогою двох паралельних і об'єданих жорстко між собою металоконструкцією стріли гідроциліндрів з параметрами кожного поршневого одноштокового гідроциліндра $D_{\text{п}} = 110$ мм, $d_{\text{шт}} = 56$ мм і $l_{\text{п}} = 930$ мм [17] задаємо максимальні значення зусилля в $F_{2\text{ц}} = 340$ кН і витрати $Q_{2\text{ц}} = 107,3$ л/хв, що дає змог реалізувати повний підйом стріли за 10 с. Крім того, задаємо значення тиску в зливній порожнині $p_{3\text{л}} = 0,5$ МПа.

Для режиму підйому бурового шнека після його занурення у важкий скальний ґрунт знайдемо максимальне зусилля двох гідроциліндрів унаслідок спрацювання запобіжного клапана, якщо тиск у $p_{32} = 32$ МПа:

$$F_{2\text{ц.лик}} = 2S_{\text{п}} \cdot p_{32} \cdot \eta_{\text{гм}} \cdot H. \quad (18)$$

Для динамічного аналізу гідропривода нахилу бурильної стріли скористаємося пакетом прикладних програм VisSim і побудуємо відповідні обчислювальні блоки за вищенаведеними формулами.

У цьому разі використовуємо блоки змінних параметрів *Variable* і задаємо режими зовнішнього навантаження, витрати робочої рідини, що забезпечують необхідний час переміщення стріли, і ККД гідроциліндра.

Режими, що задаємо, записуємо в чисельному вигляді за допомогою блоків *map-VisSim*. Для рішення диференціальних рівнянь скористаємося методом інтеграції Рунге – Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с в діапазоні до $t_{\text{к}} = 0,025$ с. Ці рішення дають вихідні характеристики $p_{\text{А}}(t)$, $v(t)$, $y(t)$, що уможливають виконання відповідного аналізу.

У моделюванні динамічних процесів розглянемо режими роботи гідропривода нахилу бурильної стріли залежно від часу щодо зовнішнього навантаження, витрати і ККД гідроциліндра з огляду на властивості РР (модуля пружності) й маси, приєднаної до штоків гідроциліндрів.

На першому етапі перевіряємо виконання завдання щодо повного переміщення гідроциліндрів на хід 900 мм за 10 с.

На рис. 4 подано осцилограми, зокрема знизу – ті, що задають навантаження, витрату й ККД гідроциліндрів, а зверху – значення перепаду тисків у гідроприводі, швид-

кості та переміщення гідроциліндрів, відповідно.

У режимі холостого ходу, тобто за умови навантаження 34 кН (10 % від номінального 340 кН) і витрати РР від насоса 107,3 л/хв маємо пересування гідроциліндрів зі швидкістю 0,09 м/с і виконується переміщення в 900 мм за 10 с. Перепад тисків на такому режимі не перевищує 2,2 МПа, що відповідає режиму холостого ходу в разі налаштування бурильної стріли на технологічний режим буріння.

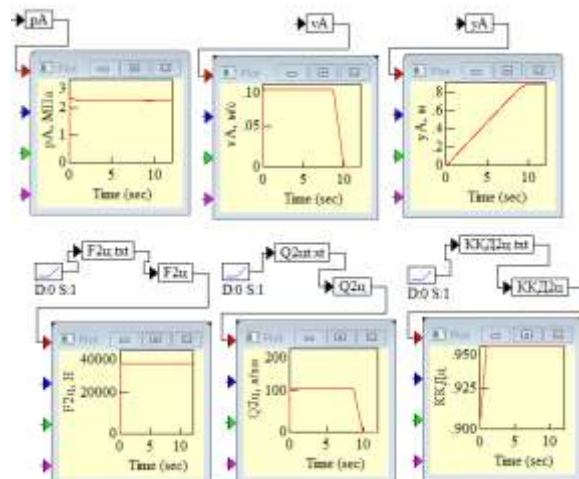


Рис. 4. Перевірка виконання завдання щодо переміщення гідроциліндрів на 900 мм за 10 с у режимі холостого ходу

Водночас беремо до уваги, що гідроциліндр не має витоків РР по ущільненнях за його технічною характеристикою, а витокami по гідророзподільнику нехтуємо у зв'язку з їх незначністю (на такому режимі за тиском, що не перевищує 0,01 л/хв).

На другому етапі розглядаємо режим роботи гідропривода під час витягування бурового шнека з ґрунту. Нормальний режим роботи із зусиллям 340 кН (рис. 5) дає перепад тисків у гідроприводі 19 МПа, що відповідає статичному розрахунку.

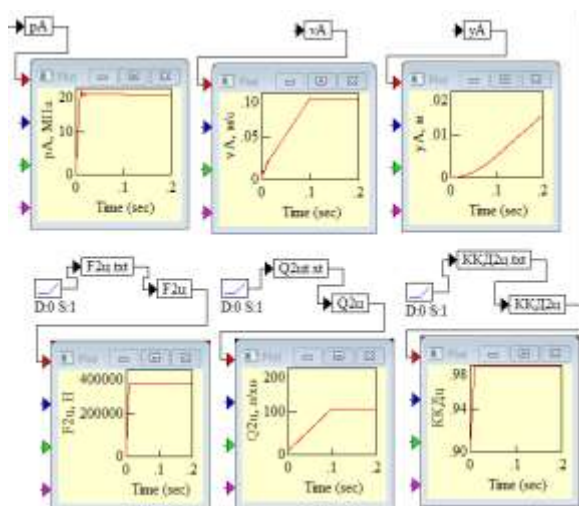


Рис. 5. Осцилограми зміни параметрів гідропривода за умови зростання навантаження за 0,01 с

За умови зростання навантаження за 0,01 с тиск і швидкість практично не мають коливань.

Якщо зменшується час навантаження до 0,001 с, коливальний процес суттєво зростає і перепад тисків досягає 32 МПа (рис. 6), що вже практично на рівні можливостей насоса й гідроциліндра за тиском. Мають місце й коливання швидкості гідроциліндрів. Але коливання припиняються дуже швидко, де за 0,02 с, що дає сподівання на те, що вони суттєво не впливають на міцність і довговічність гідропривода.

Далі оцінемо вплив зменшення модуля пружності РР на коливання гідропривода. Для цього моделюємо гідропривод таким чином, наче модуль пружності РР зменшився з нормального за відсутності нерозчиненого повітря ($E = 1500$ МПа згідно з рис. 6) до зменшеного значення ($E = 500$ МПа, див. рис. 7, а), що відповідає насиченню РР нерозчиненим повітрям (бульбашками). Коливальний процес збільшується за часом з 0,02 с до 0,6 с за максимальної амплітуди 36 МПа.

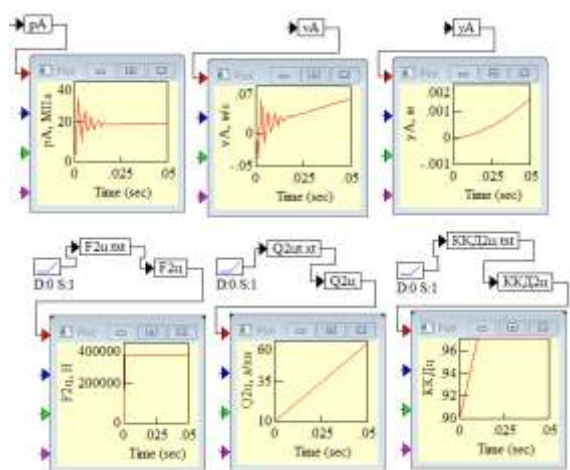


Рис. 6. Осцилограми зміни параметрів гідропривода за умови зростання навантаження за 0,001 с

Для оцінювання рівня коливань тиску розглянемо осцилограму в збільшеному масштабі (рис. 7, б) і обчислемо за формулою

$$f = \frac{n_{\text{кол}}}{t} = \frac{10}{0.065} = 153,8 \text{ Гц}, \quad (19)$$

де $n_{\text{кол}} = 10$ – кількість коливань за час 0,065 с.

Для моделювання повного робочого циклу гідропривода нахилу бурильної стріли розглянемо рівняння (16) створення тиску в штокових порожнинах p_B внаслідок переведення стріли в робоче положення для початку буріння й побудуємо розрахункові блоки в пакеті VisSim за аналогією з попередніми для поршневої порожнини. Для перевірки адекватності побудованих блоків обчислимо відношення площин порожнин, тиску в гідроприводі та швидкості гідроциліндрів у процесі підводу в лінії p_A і p_B :

$$\begin{aligned} \frac{p_A}{p_B} &= \frac{v_B}{v_A} = \frac{S_{\text{штп}}}{S_{\text{штп}}} = \frac{25,2 \text{ МПа}}{18,6 \text{ МПа}} = \\ &= \frac{0,127 \text{ м/с}}{0,094 \text{ м/с}} = \frac{12100 \text{ мм}^2}{8964 \text{ мм}^2} = 1,35 \end{aligned} \quad (20)$$

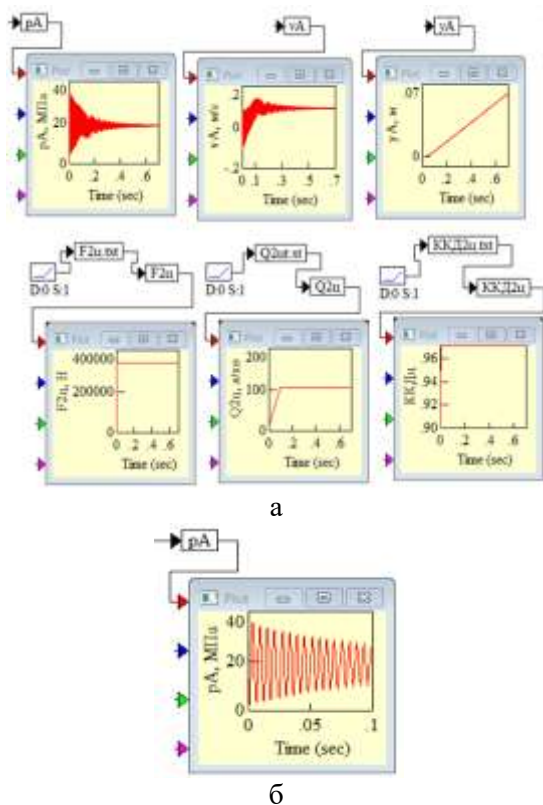


Рис. 7. Осцилограми (а) зміни параметрів гідропривода за умови зростання навантаження за 0,001 с і зменшення модуля пружності РР до $E = 500$ МПа (порівняння з рис. 6) і (б) збільшена в масштабі осцилограма тиску залежно від часу (зверху і ліворуч)

Відношення площин поршневої до штокової порожнини в 1,35 раза за однакових значень зовнішнього навантаження та витрати дає пропорційне підвищення тиску та швидкості переміщення поршнів. Такі однакові співвідношення вказують на відсутність помилок щодо підставлених заданих значень. Для підтримки однакового рівня тисків штучно задаємо зусилля значенням в 252 кН для тиску p_B у штокових порожнинах, що в 1,35 раза менше, ніж за умови тиску p_A ($F_{2u} = 340$ кН в попередніх розрахунках).

На рис. 8 подано циклограму роботи гідропривода нахилу стріли під час переведення її в робоче положення та створення подачі на бур для його занурення в ґрунт у процесі обертання.

У цьому разі повне навантаження задаємо за 5 с після початку переміщення стріли (до значення 3 с стріла з буром наближається до свердловини практично в режимі холостого ходу), далі йде процес буріння з повним навантаженням за час 5 с, а потім витрата РР змен-

шується до нульового значення за 2 с. Цикл робочого режиму становить 12 с і в цьому повний хід поршня 900 мм займає час 10 с.

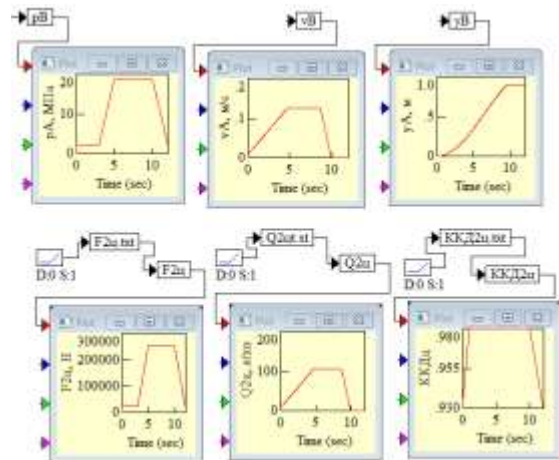


Рис. 8. Осцилограми роботи гідропривода нахилу бурильної стріли за повний цикл одного проходу бурового шнека

Отже, розглянуті та змодельовані в пакеті VisSim динамічні режими підводу РР в поршневі та штокові порожнини, що відповідають технологічним циклам підйому стріли та її нахилу для створення зусилля на бур у процесі його обертання, відповідно.

Висновки

Виявлено досить суттєві коливання тиску в гідроприводі бурильної стріли залежно від швидкодії зростання зовнішнього навантаження порівняно зі статичним режимом, де перепад тисків не перевершує 19 МПа, а коливальний процес приводить до підвищення тиску до 32 МПа.

Встановлено коливання тиску в гідроприводі за умови зменшення модуля пружності робочої рідини в процесі її насиченості нерозчинним повітрям. Максимальне значення тиску досягає 36 МПа. Коливання є короткочасними з частотою 150 Гц.

Подальші дослідження гідропривода нахилу бурильної стріли необхідно виконати на натурному експериментальному зразку бурильно-кранової машини з використанням аксіальнопоршневого насоса з автоматичним регулятором тиску й витрати та безступенево регульованим дроселем із пропорційним електромагнітом.

Література

1. https://uk.wikipedia.org/wiki/бурові_установки. (дата звернення: 29.01.2025).

2. Бойко В.С., Бойко Р.В. Тлумачно-термінологічний словник-довідник з нафти і газу. 2004–2006. Т. 1–2.
3. Білецький В.С., Орловський В.М., Дмитренко В.І., Похилко А.М. Основи нафтогазової справи. Полтава: ПолтНТУ; Київ: ФОП Халіков Р.Х., 2017. 312 с.
4. Білецький В.С., Орловський В.М., Вітрик В.Г. Основи нафтогазової інженерії: підручник для студентів вищих навчальних закладів. Львів: Новий Світ-2000, 2019. 416 с.
5. Орловський В.М., Білецький В.С., Вітрик В.Г., Сіренко В.І. Бурове і технологічне обладнання. Харків: Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, НТУ «ХПІ», Бурова техніка; Львів: Новий Світ-2000, 2021. 358 с. [Архівовано 14 лютого 2022 у Wayback Machine.]
6. https://budagromash.com.ua/wp-content/uploads/2021/12/catalog_product.pdf (дата звернення: 29.01.2025).
7. Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурильно-кранових машин (Машинобудівна компанія «БУДАГРОМАШ»). 67 с.
8. Бурильно-кранова машина БКМ-2М. Паспорт: БКМ-2М.00.00.000ПСТОВ. ТУ У 29.5-42283450-001:2020. ТОВ «МК БУДАГРОМАШ». 2024. 12 с.
9. Бурильно-кранова машина БКМ-2М. Керівництво з експлуатації: БКМ-2М.00.00.000КЕ. ТОВ «МК БУДАГРОМАШ». 2024. 28 с.
10. <https://flagma.ua/burilno-kranovaya-ustanovka-bku-1mkt-o3920365.html> (дата звернення: 29.01.2025).
11. <https://flagma.ua/uk/burilno-kranova-spetstekhnika-ta-navisne-obladnannia-marok-bku-1mk-mekhanika-o1856267.html> (дата звернення: 29.01.2025).
12. <https://hydrolider.com.ua/ua/p2052306722-oborudovanie-burilno-kranovoe.html> (дата звернення: 29.01.2025).
13. Самородов В.Б., Аврун Г.А., Кириченко І.Г., Бондаренко А.І., Пилипенко Є.С. та ін. Гідрота пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / за ред. В.Б. Самородова; НТУ «ХПІ», Харків: ФОП Панов А.М., 2020. 524 с.
14. <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/1156.pdf> (дата звернення: 29.02.2025).
15. Аврун Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / за ред. Г.А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
16. Аврун Г.А., Подрігало М.А., Закапко О.Г., Мороз І.І., Разарьонов Л.В., Холодов А.П., Холодов М.П. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 35–42.
17. <https://prom.ua/p1448863054-gidrotsilindr-upravleniya-strely.html> (дата звернення: 29.01.2025).

References

1. https://uk.wikipedia.org/wiki/burovi_ustanovky. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
2. Boiko V.S., Boiko R.V. Tlumachno-terminologichnyi slovnyk-dovidnyk z nafty i hazu. Tt. 1–2, 2004–2006. [in Ukrainian].
3. Biletskyi V.S., Orlovskiy V.M., Dmytrenko V.I., Pokhylko A.M. Osnovy naftohazovoi spravy. Poltava: PoltNTU, Kyiv: FOP Khalikov R.Kh., 2017. 312 s. [in Ukrainian].
4. Biletskyi V.S., Orlovskiy V.M., Vitryk V.H. Osnovy naftohazovoi inzhenerii, Pidruchnyk dlia studentiv vyshchikh navchalnykh zakladiv. Lviv: Novyi Svit-2000, 2019. 416 s. [in Ukrainian].
5. Orlovskiy V.M., Biletskyi V.S., Vitryk V.H., Sirenko V.I. Burove i tekhnologichne obladnannia. Kharkiv: Kharkivskiy natsionalnyi universytet miskoho hospodarstva imeni O.M. Beketova, NTU «KhPI», Burova tekhnika, Lviv: Novyi Svit-2000, 2021. 358 s. [Arkhivovano 14 liutoho 2022 u Wayback Machine.] [in Ukrainian].
6. https://budagromash.com.ua/wp-content/uploads/2021/12/catalog_product.pdf (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
7. Vyrobynyk ekskavatoriv, navantazhuvachiv ta burylno-kranovykh mashyn (Mashynobudivna kompaniia «BUDAHROMASH»). 67 s. [in Ukrainian].
8. Burylno-kranova mashyna BKM-2M. Pasport: BKM-2M.00.00.000PSTOV. TU U 29.5-42283450-001:2020. TOV «MK BUDAHROMASH». 2024. 12 s. [in Ukrainian].
9. Burylno-kranova mashyna BKM-2M. Kerivnytsstvo z ekspluatatsii: BKM-2M.00.00.000KE. TOV «MK BUDAHROMASH». 2024. 28 s. [in Ukrainian].
10. <https://flagma.ua/burilno-kranovaya-ustanovka-bku-1mkt-o3920365.html>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
11. <https://flagma.ua/uk/burilno-kranova-spetstekhnika-ta-navisne-obladnannia-marok-bku-1mk-mekhanika-o1856267.html>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
12. <https://hydrolider.com.ua/ua/p2052306722-oborudovanie-burilno-kranovoe.html>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
13. Samorodov V.B., Avrunin H.A., Kyrychenko I.H., Bondarenko A.I., Pylypenko Ye.S. ta in. Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorbuduvanni. Navchalnyi posibnyk. Za red. V.B. Samorodova; NTU «KhPI», Kharkiv: FOP Panov A.M., 2020, 524 s. [in Ukrainian].
14. <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/1156.pdf>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].

15. Avrunin H.A., Kyrychenko I.H., Samorodov V.B. Hidravlichne obladnannia budivelnnykh ta dorozhnikh mashyn: pidruchnyk. Za red. H.A. Avrunina. Kharkiv: KhNADU, 2016. 438 s. [in Ukrainian].
16. Avrunin H.A., Podryhalo M.A., Zakapko O.H., Moroz I.I., Razaronov L.V., Kholodov A.P., Kholodov M.P. Analiz dynamiky obiemnoho hidroprivoda rulovoho keruvannia samokhidnoho traktornoho shasi. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: zb. nauk. pr. Nats. tekhn. un-tet «Kharkiv. politekhn. in-t. Kharkiv: NTU «KhPI», 2023. № 1. S. 35–42. [in Ukrainian].
17. <https://prom.ua/p1448863054-gidrotilindr-upravleniya-strely.html>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].

Аврунін Григорій Аврамович, к.т.н., доцент кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова, тел. +38050-59-662-53, griavrunin@ukr.net,

Мороз Ірина Іванівна, старший викладач кафедри вищої математики, тел. +38050-70-067-95, irinamoroz1@ukr.net. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Modeling of dynamic loads in a volumetric hydraulic drive of a drilling crane machine's boom

Problem statement. Analysis of modern achievements in the field of hydraulic fluid power for use in drilling crane machines, in particular in the drive for raising and lowering the drilling boom. **Goal.** Increasing the technical level of v hydraulic fluid power of domestic drilling and crane machines based on wheeled tractors. **Method.** Analytical methods for

static and dynamic calculation of the hydraulic drive of the boom of the drilling crane machine model BKM-2M. Modeling the influence of external load and the modulus of elasticity of the working fluid on oscillatory processes using the VisSim application software package. **Results.** The cycles of supplying the working fluid to the piston cavity and rod cavities, modeled in dynamic modes, corresponding to the technological cycles of raising the boom and its tilting to create a force on the drill during its rotation, respectively, are considered. **Scientific novelty.** For the first time, dynamic processes in the hydraulic drive of the drilling boom tilting at the loading modes of two parallel hydraulic cylinders are considered. **Practical significance.** The methods and results of calculations are recommended for use in creating hydraulic drives for technological equipment of road construction machines and tractor transmissions. The materials presented are helpful for specialists in the field of mechanical engineering, in particular the design of hydraulic fluid power for drilling crane machines, as well as in the educational process for specialists in the mechanical engineering profile who study the hydraulic fluid power as a means of improving the technical level of various machines and mechanisms.

Keywords: hydraulic fluid power, drilling crane machine, static and dynamic calculations, VisSim package, oscillogram.

Avrunin Grygoriy, Ph.D, Assoc. Prof. Department of build and travelling machines after of A.M. Kholodov, ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net,

Moroz Irina, Senior Lecturer Department of Higher Mathematics, ORCID: 0000-0001-5950-2089, irinamoroz1@ukr.net. Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.