

*Д.О. Бешта, Л.І. Цвіркун канд. техн. наук
(Україна, Дніпро, Національний гірничий університет)*

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НАСОСА ТА ЕЛЕКТРОДВИГУНА ГІДРОПРИВОДА УКЛАДАЛЬНИКА МОТАЛКИ ДЛЯ ПРОЦЕСУ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

Анотація. Розглянуто напрямки підвищення якості намотування прокату моталкою типу "Гаррета" шляхом модернізації існуючого гідроприводу укладальника.

Запропоновано реалізацію науково-технічних рішень у вигляді системи управління взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення носка укладальника в широкому діапазоні швидкостей.

Виконано вибір, на основі розробленого розрахунку, параметрів насоса й електродвигуна гідроприводу укладальника.

Ключові слова: змотування сортового прокату, електрогідропривід укладальника, параметри насоса та електродвигуна.

Аннотация. Рассмотрены направления повышения качества намотки проката моталкой типа "Garrett" путем модернизации существующего гидропривода укладчика.

Предложена реализация научно-технических решений в виде системы управления взаимозависимыми электромеханическими системами участка моталок для обеспечения плавного регулирования скорости перемещения носка укладчика в широком диапазоне скоростей.

Выполнен выбор, на основе разработанного расчета, параметров насоса и электродвигателя гидропривода укладчика.

Ключевые слова: сматывания сортового проката, электрогидропривод укладчика, параметры насоса и электродвигателя.

Abstract. The directions of increase of quality of winding rolling by a coil of "Garrett" type by modernization of the existing hydraulic actuator of the stacker are considered.

The implementation of scientific and technical solutions in the form of a system of control of interdependent electromechanical systems of the coil sector is proposed, provided the modernization of the existing hydraulic actuator of the stacker is provided to ensure smooth adjustment of the velocity of movement of the stacker sock in a wide range of velocities.

The choice, on the basis of the developed calculation, of the parameters of the pump and the electric motor of the hydraulic actuator of the stacker has been completed.

Key words: rolling mill rolling, electrohydraulic stacker, pump and motor parameters.

Вступ

Одним з найбільш перспективних напрямків зменшення втрат металу в машинобудуванні є використання як початкового матеріалу металопродукату, у вигляді мотків. Що відповідно дозволяє мінімізувати втрати прокату при його калібруванні і розкрої на заготовки для наступної металообробки.

У процесі намотування сортового прокату відбувається взаємодія електромеханічної системи безпосередньо моталки "Гаррета" – електромеханічної системи стола моталки й укладальника. Ця взаємодія визначає щільність намотування мотка.

Таким чином, дослідження і розробка науково-технічних рішень щодо керування електромеханічними системами, взаємодіючими при намотуванні сортового прокату на моталку типу "Гаррета", є актуальною науковою задачею [1].

Постановка задачі

Проведені дослідження [2] засвідчили, що для підвищення якості намотування прокату моталкою типу "Гаррета", необхідно забезпечити погоджене керування кожним із механізмів моталки, насамперед, столом моталки (частотою його обертання) і укладальником (швидкістю його переміщення).

Укладальники моталок мають гідравлічний привід, приєднаний до загальної гідросистеми ділянки моталок через відсічні клапани і дроселі з трипозиційним дискретним регулюванням прохідних перетинів, що перемикаються в процесі намотування прокату. Асинхронна робота всіх механізмів, які живляться від гідросистеми, призводить до суттєвих коливань тиску на вході регульованих дроселів укладальника, що унеможливає плавне регулювання і стабілізацію лінійної швидкості пересування укладальника. Необхідна швидкість руху укладальника виставляється ручним налаштуванням прохідних перетинів дро-

селів. Таке налаштування – складне, трудомістке [3] і призводить до додаткових простоїв при переході до прокатування нового профілерозміру, а, найчастіше, при прокатці поточного профілерозміру – до зміни щільності намотування відповідно до вимог поточного замовника.

Тому для реалізації запропонованих науково-технічних рішень необхідна заміна проектного гідроприводу укладальника на новий індивідуальний привід, що забезпечує стабільну швидкість переміщення укладальника і плавне її регулювання в широкому діапазоні значень.

Вирішення задачі

Плавне регулювання швидкості переміщення укладальника досягається за рахунок використання в гідростанції шестеренчастого об'ємного насоса-двигуна, який приводиться в обертання регульованим асинхронним приводом, що живиться від перетворювача частоти.

Вибір параметрів насоса й електродвигуна проводиться на основі розробленого розрахунку, що приводиться нижче.

Розрахункова кінетостатична схема водила укладальника при його русі нагору, складена на основі розрахункової схеми моделі намотування, приведена на рис. 1.

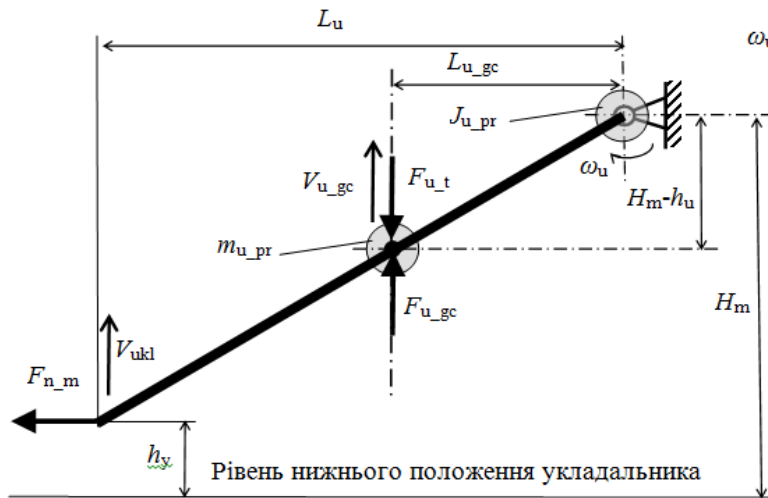


Рис. 1. Кінетостатична схема укладальника

На рисунку застосовано такі позначення: m_{u_pr} – маса водила укладальника, приведена до шарніра гідроциліндра; J_{u_pr} – момент інерції маси водила укладальника, приведений до осі коливання; F_{n_m} – сила натягу прокату перед моталкою; F_{u_t} – сила ваги водила укладальника, приведена до шарнірів штока гідроциліндра; F_{u_gc} – зусилля на штоці гідроциліндра; ω_u – частота обертання водила укладальника відносно осі коливання; V_{ukl} – вертикальна лінійна швидкість руху носка водила укладальника; V_{u_gc} – вертикальна лінійна швидкість руху штока гідроциліндра укладальника; l_u – довжина проекції на горизонтальну площину труби водила укладальника; l_{u_gc} – довжина проекції на горизонтальну площину ділянки труби водила укладальника від осі його коливання до штока гідроциліндра

Оскільки сума моментів усіх сил, прикладених до водила укладальника має дорівнювати нулю, то можна записати:

$$F_{n_m} \cdot (H_m - h_u) \pm F_{u_gc} \cdot l_{u_gc} - F_{u_t} \cdot l_{u_gc} - J_{u_pr} \cdot \frac{d\omega_u}{dt} = 0 . \quad (1)$$

Знак плюс перед другим складовим відповідає рухові носка водила укладальника нагору, а знак мінус – униз.

У першому складовому (1) величина F_{n_m} може бути розрахована по робочій величині питомого натягу прокату або струму змотки. Величина H_m задається конструктивно, а h_u в процесі намотування прокату міняється в межах $0 \leq h_u \leq H_m$.

В другому складовому (1) величина F_{u_gc} визначається через різницю тиску масла в нижній (p_{gc_n}) і верхній (p_{gc_v}) порожнинах гідроциліндра:

$$F_{u_{gc}} = \frac{P_{gc_n} - P_{gc_v}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} , \quad (2)$$

де: S_{gc_p} – активна площа поршня гідроциліндра укладальника; η_{gc} – к.к.д. гідроциліндра, що враховує втрати на тертя в ущільненнях поршня і штока. Звичайно приймають $\eta_{gc} \approx 0,9$.

З (3) знаходимо P_{gc_n} для випадку переміщення укладальника нагору, а P_{gc_v} визначається підпором у зливальній магістралі верхньої порожнини:

$$P_{gc_v} = p_a + \Delta p_{gr} , \quad (3)$$

де: p_a – атмосферний тиск ($p_a \approx 0,1$ МПа); Δp_{gr} – втрати тиску в гідророзподільвачі з електричним управлінням. По паспортним даним $\Delta p_{gr} \approx 0,4$ МПа .

У третьому складовому (1) величина F_{u_t} є силою ваги водила укладальника:

$$F_{u_t} = m_{u_{pr}} \cdot g , \quad (4)$$

де g – прискорення сили ваги $g = 9,81$ м/с² .

Четверта складова у (1) описує кутовий інерційний момент, прикладений до водила укладальника масою $m_{u_{pr}}$ щодо осі його коливання з кутовою частотою ω_u .

Вертикальна лінійна швидкість руху носка укладальника V_{ukl} розраховується в залежності від діаметра прокату, діаметра намотування і заданої щільності намотування [2], а вертикальна швидкість штока циліндра тоді може бути розрахована як:

$$V_{u_{gc}} = V_{ukl} \cdot \frac{l_{u_{gc}}}{l_u} . \quad (5)$$

Прийнявши в першому наближенні для даного розрахунку $V_{ukl} \approx \omega_u \cdot l_u$ маємо:

$$\frac{d\omega_u}{dt} \approx \frac{1}{l_u} \cdot \frac{dV_{ukl}}{dt} . \quad (6)$$

Помітимо, що в процесі намотування кожного шару швидкість руху укладальника постійна – $V_{ukl} = const$. Отже, динамічний інерційний момент з'являється тільки при реверсі водила, тобто в крайніх його положеннях, що дозволяє при розрахунку гідроприводу укладальника прийняти його рівним нулю.

Розглянемо випадок рівномірного руху укладальника нагору.

Рівняння (1) з урахуванням рівнянь (2, 3, 4) можна записати в розгорнутому виді:

$$(H_m - h_u) \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot \sigma_p + \frac{P_{gc_n}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}} - \frac{p_a + \Delta p_{gr}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}} - m_{u_{pr}} \cdot g \cdot l_{u_{gc}} = 0 . \quad (7)$$

Вирішуючи останнє рівняння відносно P_{gc_n} , одержуємо умову рівномірного руху укладальника нагору:

$$P_{gc_n} = p_a + \Delta p_{gr} + m_{u_{pr}} \cdot g \cdot \frac{\eta_{gc}}{S_{gc_p}} - \sigma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\eta_{gc} \cdot D_p^2}{S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}}} \cdot (H_m - h_u) . \quad (8)$$

Максимальне значення тиску у верхній порожнині гідроциліндра, а, отже, і потужність насоса привода укладальника, буде розвиватися у верхнім його положенні коли $h_u \rightarrow H_m$ й останній доданок у (8)

прагнути до нуля. Тоді остаточно маємо розрахункову максимальну величину тиску в нижній порожнині гідроциліндра $p_{gc_n_rasch}$:

$$p_{gc_n_rasch} = p_a + \Delta p_{gr} + m_{u_pr} \cdot g \cdot \frac{\eta_{gc}}{S_{gc_p}} . \quad (9)$$

Розрахункова споживана потужність на штоці гідроциліндра укладальника – N_{gc_rasch} , дорівнює:

$$N_{gc_rasch} = p_{gc_n_rasch} \cdot S_{gc_p} \cdot V_{u_gc} . \quad (10)$$

Максимальна швидкість руху носка водила укладальника – V_{gc_max} , має місце при намотуванні першого шару [2]. Тоді, з обліком (5), для максимальної швидкості штока гідроциліндра – V_{gc_max} , можна записати:

$$V_{gc_max} = \frac{D_p \cdot V_{p_m}}{\chi_{nm} \cdot \left(R_{c_br} + \frac{D_p}{2} \right)} \cdot \frac{l_{u_gc}}{l_u} , \quad (11)$$

Тобто вона залежить від конструктивних параметрів моталки, профілерозміру намотуваного прокату (робоча (максимальна) швидкість прокатки визначається так само профілерозміром і приводиться в таблиці калібрування профілерозміру) і мінімально необхідною щільністю мотка. З практики – щільність намотування мотка χ_{nm} не буває менш 0,5.

Мінімальна швидкість руху носка водила укладальника – V_{gc_min} , має місце при максимальній щільності укладання ($\chi_{nm} = 1$) і максимально можливому діаметрі мотка, що обмежений зверху внутрішнім діаметром бурту піддона стола моталки – D_{nc} :

$$V_{gc_min} = \frac{D_p \cdot V_{p_m}}{(D_{ps} - D_p)} \cdot \frac{l_{u_gc}}{l_u} , \quad (12)$$

Оскільки потужність насоса повинна компенсувати додаткові втрати в гідросистемі, то його корисна розрахункова потужність – N_{n_rasch} , визначитися як:

$$N_{n_rasch} = (p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot V_{u_gc} , \quad (13)$$

а потужність, яку необхідно підвести до насоса – N_{n_pdv} , тоді дорівнює [4]:

$$N_{n_pdv} = \frac{N_{n_rasch}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m} , \quad (14)$$

де: η_o – об'ємний к.к.д., що враховує витіки в насосі; η_g – гідравлічний к.к.д., враховуючої втрати на гідравлічні опори в насосі; η_m – механічний к.к.д., що враховує втрати на тертя. Для шестеренчастих насосів звичайно можна прийняти $\eta_o = 0,92$, $\eta_g = 0,95$, $\eta_m = 0,98$ [4] .

Насос гідростанції укладальника вибирається виходячи з тієї максимальної витрати рідини [3], яку треба забезпечити – Q_{n_max} :

$$Q_{n_max} = V_{u_gc_max} \cdot S_{gc_p} , \quad (15)$$

з урахуванням коефіцієнта запасу по витраті – K_{zr} , тобто насос повинен забезпечувати номінальну витрату Q_{n_nom} :

$$Q_{n_nom} \geq K_{z_f} \cdot Q_{n_max} \quad (16)$$

при номінальній частоті обертання n_{n_nom} .

Коефіцієнт перерахування швидкості руху носка водила укладальника від частоти обертання насоса – $K_{n_{n \leftarrow V}}$, розраховується з вираження :

$$K_{n_{n \leftarrow V}} = n_{n_nom} \cdot \frac{Q_{n_max}}{Q_{n_nom}}. \quad (17)$$

Шестеренчасті об'ємні насоси роблять з тією же лінійкою частот обертання, що й електродвигуни, тобто електродвигун насоса вибирається так, щоб його номінальна частота обертання n_{ed_nom} дорівнювала номінальній частоті насоса – $n_{ed_nom} = n_{n_nom}$.

Перейдемо, тепер до питання вибору потужності електродвигуна.

Номінальна потужність електродвигуна – N_{ed_nom} , повинна забезпечувати витрату насоса як при максимальній, так і при мінімальній швидкості переміщення укладальника.

У першому випадку (14) з урахуванням (11, 13) запишемо як:

$$N_{n_pdv_max} = \frac{(p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot \max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_max} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m}, \quad (18)$$

де $\max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_max} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}$ максимальне значення V_{u_gc} з множини можливих значень $V_{u_gc_max}$, розрахованих по

(11) для всіх профілерозмірів при $\chi_{nm} = 0,5$.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при максимальній частоті обертання насоса n_{n_max} :

$$n_{n_max} = K_{n_{n \leftarrow V}} \cdot \max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}. \quad (19)$$

В другому випадку (14) з обліком (12, 14) запишемо як

$$N_{n_pdv_min} = \frac{(p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot \min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m}, \quad (20)$$

де $\min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}$ максимальне значення V_{u_gc} з множини можливих значень $V_{u_gc_min}$, розрахованих по

(12) для всіх профілерозмірів.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при мінімальній частоті обертання насоса n_{n_min} :

$$n_{n_min} = K_{n_{n \rightarrow n}} \cdot \min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}. \quad (21)$$

Електродвигун електрогідропривода насоса є електродвигуном малої потужності (одиниці кВт). Такі двигуни випускаються із самообдувом, тобто мають вентилятор на осі ротора, і при зниженні частоти обертання електродвигуна погіршуються умови його охолодження і зменшується його робоча припусти-

ма потужність у порівнянні з номінальною. Тому вибір потужності двигуна варто проводити по оцінці його теплового стану при мінімальній і максимальній швидкостях обертання.

Оцінимо залежність робочої потужності електродвигуна від частоти його обертання на основі аналізу його теплових втрат.

Теплові втрати (в одиницю часу) в асинхронному двигуні – Θ_{AD} , складаються з умовно постійних утрат – $\Theta_{AD,p}$ і активних утрат – $\Theta_{AD,a}$, тобто втрат зв'язаних із протіканням струму в обмотках статора і ротора, на вихрові струми і т.п.:

$$\Theta_{AD} = \Theta_{AD,p} + \Theta_{AD,a} \quad (22)$$

Наявність даних втрат обумовлює к.к.д. асинхронних двигунів порядку 0,7÷0,9.

Умовно постійні втрати, тобто ті, для яких у першому наближенні можна прийняти $\Theta_{AD,p} \approx const$, зв'язані з механічними втратами (приблизно до 1% номінальної потужності електродвигуна) і додатковими втратами (приблизно до 0,5% номінальної потужності електродвигуна), а активні втрати є перемінними і залежать від струмів, що протікають в обмотках асинхронного двигуна і поточного опору цих обмоток – до 10%÷25% номінальної потужності електродвигуна. У першому наближенні будемо вважати, що дані втрати пропорційні моменту на валу двигуна (квадрату струму асинхронного двигуна [5]):

$$\Theta_{AD,a} \approx K_{атр} \cdot M_{AD} \quad (23)$$

де M_{AD} – момент на валу асинхронного електродвигуна; $K_{атр}$ – коефіцієнт активних теплових утрат.

Для асинхронних двигунів із самообдувом можна прийняти в першому наближенні, що відвід тепла від асинхронного двигуна – Q_{AD} пропорційний швидкості повітряного потоку, що продувається через двигун, а останній, у свою чергу, є пропорційною функцією частоти обертання вентилятора, що його створює (див. [6]), тобто у випадку самообдува – частоти обертання вала електродвигуна :

$$Q_{AD} \approx K_{ts} \cdot \omega_{AD} \quad (24)$$

де: ω_{AD} – частота обертання асинхронного двигуна; K_{ts} – коефіцієнт теплотримання.

У сталому тепловому режимі асинхронного двигуна маємо

$$\Theta_{AD} = Q_{AD} \quad (25)$$

Такий режим має місце при роботі двигуна на номінальній частоті обертання $\omega_{AD,n}$ з номінальним моментом $M_{AD,n}$:

$$K_{атр} \cdot M_{AD,n} = K_{ts} \cdot \omega_{AD,n} \quad (26)$$

При цьому електродвигун має на валу номінальну потужність $N_{AD,n}$:

$$N_{AD,n} = M_{AD,n} \cdot \omega_{AD,n} \quad (27)$$

З іншого боку, якщо зневажити механічними втратами двигуна, можна записати :

$$\Theta_{AD,n} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot N_{AD,n} \quad (28)$$

$$Q_{AD,n} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot N_{AD,n} \quad (29)$$

Тоді:

$$K_{атр} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot \frac{N_{AD,n}}{M_{AD,n}} \quad (30)$$

$$K_{ts} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot \frac{N_{AD,n}}{\omega_{AD,n}} \quad (31)$$

і рівняння теплового балансу на частоті ω_{AD} переписуться у виді

$$\frac{M_{AD}}{M_{AD_n}} = \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (32)$$

Таким чином, для забезпечення теплового балансу на частоті обертання ω_{AD} квазиномінальна потужність двигуна – $N_{AD_n \rightarrow \omega}$, і квазиномінальний момент на валові двигуна – $M_{AD_n \rightarrow \omega}$, можуть бути оцінені з виражень:

$$N_{AD_n \rightarrow \omega} = M_{AD} \cdot \omega_{AD} = M_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}^2}{\omega_{AD_n}} = N_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (33)$$

$$M_{AD_n \rightarrow \omega} = M_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (34)$$

Таким чином, зі зменшенням частоти обертання електродвигуна квазиномінальний момент двигуна зменшується, тобто вибір потужності асинхронного електродвигуна привода насоса гідростанції повинен вибиратися по споживаній потужності при мінімальній швидкості переміщення води укладальника.

Приблизно потужність електродвигуна можна оцінити по формулах:

$$N_{AD_n} > N_{n_pdv_min} \cdot \frac{n_{n_nom}}{n_{n_min}} \quad (35)$$

$$N_{AD_n} = K_{z_ed} \cdot N_{n_pdv_min} \cdot \frac{n_{n_nom}}{n_{n_min}} \quad (36)$$

де K_{z_ed} – коефіцієнт запасу по потужності електродвигуна.

Більш точний розрахунок варто проводити, виходячи з даних вибраного двигуна за стандартною методикою теплового розрахунку двигуна.

Зважаючи на те, що максимальна швидкість руху укладальника визначається, в основному, максимальною швидкістю прокатки, яку може забезпечити устаткування сортової прокатної лінії, а мінімальна повинна припускати ще і принципову можливість прокатки на знижених швидкостях (наприклад – при прокатці спеціальних сталей і сплавів), можна рекомендувати вибір коефіцієнта запасу по витраті $K_{z_r} \approx 1,2$, а коефіцієнта запасу по потужності електродвигуна – $K_{z_ed} \approx 1,5$.

Висновки

Таким чином:

- запропоновано й обґрунтовано технічне рішення по плавному регулюванню швидкості переміщення води укладальника на основі застосування для цих цілей електрогідропривода;
- показано, що вибір гідронасоса здійснюється по максимальній швидкості переміщення води укладальника, частота обертання електродвигуна насоса – по номінальній частоті обертання насоса, а потужність електродвигуна насоса вибирається по мінімальній швидкості переміщення води укладальника;

Список джерел

1. Проблеми управління змоткою сортового прокату в умовах дрібносоротно-дротового стану ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» / О.С. Бешта, В.М. Куваєв, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Ю.О. Діннік // Теория и практика металлургии – 2015. – №3–6. – С.78–81.
2. Оптимальні умови заходу прокату в моталку типу Гаррета / Куваєв В.М., В.П. Іващенко, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №1-2. – С.59-63.
3. Цвіркун Л.І. Робототехніка та мехатроніка: навч. посіб. / Л.І. Цвіркун, Г. Грулер ; під заг. ред. Л.І. Цвіркуна ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – 3-тє вид., переробл. і доповн. – Дніпро: НГУ, 2017. – 224 с.
4. Вильнер Я.М.Справочное пособие по гидравлике, пневмомашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б., под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416с.
5. Ключев В. И. Теория электропривода: Учеб. для вузов. / В.И. Ключев. – 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 704 с.
6. Пиотровский Л.М. Электрические машины/ Л.М. Пиотровский.– Л.-М.:Госэнергоиздат, 1949. – 528с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Випанасенко С.І.