

УДК 622.21

ІНТЕГРАЛЬНА МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

Лур'є З.Я., д.т.н.,

Андренко П.М., д.т.н.,

Панамарьова О.Б., асп.*

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Тел. (057) 707-61-28

Анотація – в статті наведено розроблену інтегральну методику теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату з урахуванням розподілу теплової енергії в залежності від циклограми роботи та змінних в часі параметрів робочої рідини. Зроблена оцінка впливу на об'єм гідравлічного бака газомісту робочої рідини та пульсації тиску в гідроагрегаті.

Ключові слова – об'ємний гідроагрегат, тепловий розрахунок, робоча рідина, газоміст, пульсації тиску.

Постановка проблеми. Надійна та ефективна робота об'ємного гідроагрегату (ГА) можлива в умовах оптимального теплового режиму. Найбільше теплоутворення відбувається в дроселюючих елементах ГА, при цьому практично всі втрати енергії в ньому перетворюються в тепло, яке викликає нагрівання деталей гідроапаратів та робочої рідини (РР), яка проходить крізь них. Лише незначна частина теплової енергії відводиться випромінюванням та конвекцією через зовнішні поверхні гідробаку та гідроапаратів. Визначення величини теплової енергії, що виділяється та розсівається в процесі роботи ГА, є складною багатофакторною задачею. Тому при проектуванні практично всіх ГА, з метою забезпечення стабільних його робочих характеристик та вибору раціонального об'єму бака, проводять тепловий розрахунок, використовуючи одну з відомих методик.

Аналіз останніх досліджень. Проведений нами аналіз літературних джерел показав, що при розрахунку теплового режиму ГА постійної продуктивності джерелами виділення тепла є: дроселюючі щілини регулюючих гідроапаратів, витоки та перетики в них, насосі та виконавчому механізмі, а також гідравлічний опір

трубопроводів [1]. З підвищенням температури РР вище встановлених норм, знижується її в'язкість, суттєво збільшуються витоки та перетоки, погіршується змащення поверхонь тертя. Це може привести до їхнього “зчеплення”, зниження ККД та скороченню ресурсу ГА. Крім того, при підвищенні температури активізується окислення РР та виділення з неї смолистих осадків, які прискорюють облітерацію прохідних каналів та дросельних щілин. Надмірному нагріванню РР також сприяє відсутність розвантаження насоса, значний опір зливної магістралі, низькі ККД насоса та гідроциліндру.

Більшість авторів [1, 2], та ін. проводить тепловий розрахунок ГА в припущенні, що теплова енергія, яка виділяється при його функціонуванні, головним чином витрачається на нагрівання бака з маслом. При досяганні сталої температури масла в баці вся теплота, що виділяється, розсіюється в навколишній простір. Однак, ці методики, як правило, не враховують циклічність роботи ГА, розташування та тепловиділення на різних його елементах, параметри РР та її пульсацію. Відмітимо, що розрахунок теплового режиму ГА необхідно проводити з врахуванням тепловиділення на різних його елементах, циклічності режиму роботи та інших факторів, які дозволяють підвищити точність розрахунків.

В роботі [3] кількість теплоти, яка виділяється в ГА, рекомендовано визначати з урахуванням особливостей його компонування та циклограми роботи. Весь технологічний цикл роботи ГА поділяють на окремі етапи з врахуванням: часу кожного переходу циклу, кількості РР, яка подається насосом і потрапляє до гідроциліндру. Пропонується використовувати інтегральний метод визначення кількості теплоти, яка виділяється. Його сутність заключається в визначенні різності потужності, яка затрачена на привід насоса та реалізованій за допомогою гідроциліндра (виконавчого механізму), на окремих етапах циклу. Але ж, в даному випадку, не розглядається тепловиділення на окремих гідравлічних елементах, не враховується зміна параметрів РР в процесі функціонування ГА.

В роботі [4] розглядається місцеве та осереднене по ГА нагрівання РР. У зв'язку з відносно великою швидкістю процесу течії РР через дросель або клапан, теплообміном зі стінками в них, як і в іншій гідроапаратурі, нехтується. Вказується, що визначення осередненого приросту температури РР на окремому гідравлічному елементі чи на усьому ГА, з врахуванням не лише тепловиділення, а й тепловіддачі являє складну технічну задачу.

В статті [5] автори досліджують вплив зміни температурного режиму роботи об'ємного ГА на енергоспоживання з урахуванням різних режимів роботи протягом експлуатаційного циклу. В

результаті експериментальних досліджень було встановлено, що при збільшенні температури РР на кожні 10°C в діапазоні $(30-70)^{\circ}\text{C}$ відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7% до 6%. При цьому різне навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу ГА на сталий режим теплового балансу. Запропоновано коефіцієнт K_t , який характеризує зміну потужності, що споживає ГА, від зміни температури РР. Але в цій статті так само, як і в інших не враховується вплив на тепловий режим ГА: тепловиділення через поверхні трубопроводів та гідроеlementів, тип РР та зміна її густини в залежності від вмісту розчиненого та нерозчиненого в ній повітря, пульсація тиску.

Наведена в роботі [6] аналітична залежність для розрахунку кількості теплоти, яка виділяється в ГА в процесі його функціонування, дозволяє враховувати в тепловому розрахунку густину РР. Це дозволяє враховувати тип РР та зміну її параметрів. Використовується інтегральний метод визначення кількості теплоти, що виділяється в ГА. Однак, в даній роботі не враховується вплив на тепловий режим ГА тепловиділення крізь поверхні трубопроводів і гідравлічних елементів, пульсація тиску РР.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що існуючі методики теплового розрахунку ГА комплексно не враховують по елементний розподіл теплової енергії, циклічність та режим його роботи, тип РР зі змінними в часі її параметрами, пульсацію тиску.

Мета роботи. Розробка інтегральної методики розрахунку теплового режиму ГА з врахуванням параметрів РР та циклограми його роботи.

Основна частина. Інтегральна методика теплового розрахунку ГА. Кількість теплоти, яка виділяється в ГА визначається з рівняння теплового балансу [6]

$$W = \left(c \frac{m}{dt} + c_m m_m \right) \Delta T + kF \left(\frac{\Delta T}{2} + \Delta T \right), \quad (1)$$

де c – теплоємність РР, $c = 0,45$ ккал/(кг·град) для мінерального масла; m – маса РР в ГА; t – час, с; $\frac{m}{dt}$ – масова витрата РР, $\frac{m}{dt} = q\rho_{cp}$, де

ρ_{cp} – середнє значення густини РР за цикл; c_m – теплоємність металу, $c_m = 0,11$ ккал/(кг·град) для зварного сталевого баку; m_m – маса металу, кг; k – коефіцієнт теплопередачі від баку до повітря, $k = 15$ ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$) при відсутності інтенсивної місцевої циркуляції повітря; F – розрахункова площа масляного баку, м^3 ; ΔT – приріст температури РР за час dt , в розрахунках приймали $\Delta T = 55 - 20 = 35^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі k є умовною величиною, котра значно залежить від конструкції ГА і машини, де він застосований. Тобто k

характеризує ступінь досконалості конструкції ГА по забезпеченню тепловідведення за рахунок поверхонь охолодження. В загальному випадку цей показник визначається для поверхонь гідравлічного баку, не враховуючи інші поверхні, крізь котрі відбувається тепловиділення.

Середнє значення тиску РР за перехід циклу визначається за формулою

$$p_{\text{сер}} = \frac{\int_{t_{i1}}^{t_{i2}} p(t) dt}{t_i}, \quad (2)$$

де $p(t)$ – тиск РР в ГА, МПа ; t_i – тривалість i -го переходу циклу, с; t_{i1} и t_{i2} – відповідно час початку та закінчення i -го переходу циклу, с.

Врахування параметрів РР. В процесі функціонування ГА на окремих ланках відбувається зміна тиску, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим та нерозчиненим повітрям, який міститься в РР. Вміст нерозчиненого повітря значно впливає на модуль об'ємної пружності, зменшуючи його в порівнянні з модулем тій же самої рідини без нерозчиненого повітря, особливо при тиску $p_{\text{сер}} < 5$ МПа [7].

Середній об'єм розчиненого в РР газу за перехід циклу визначали за залежністю

$$V_{\text{r0.сер}} = \alpha V_p \frac{p_{\text{сер}}}{p_0}, \quad (3)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря в РР, $\alpha = 0,8$; V_p – об'єм РР; $p_{\text{сер}}$ – середній тиск РР в ГА, який відповідає одному переходу циклу роботи ; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску.

З врахуванням залежності (3) об'єм нерозчиненого повітря в РР визначається за залежністю

$$V_{\text{r.сер}}^* = V_{\text{r}\Sigma} - V_{\text{r0.сер}}, \quad (4)$$

де $V_{\text{r}\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого и не нерозчиненого повітря в РР.

Залежність середнього за перехід циклу роботи ГА ізотермічного модуля об'ємної пружності РР від середнього тиску за той же самий перехід циклу, при заданій температурі, відносному вмісту нерозчиненого повітря в ній, знаходили за залежністю з роботи [6], яка з врахуванням залежності (4) записували у вигляді

$$E_{\text{сер}} = E_p \frac{p_{\text{сер}}^2 \left[V_p^* + V_{\text{г.сер}}^* \frac{p_0}{p_{\text{сер}}} \right]}{V_p^* p_{\text{сер}}^3 + V_{\text{г.сер}}^* E_p p_0}, \quad (6)$$

де V_p^* – відношення об'єму РР V_p до сумарного об'єму суміші V_{Σ} , $V_{\Sigma} = V_p + V_{\text{г}}$; $V_{\text{г.сер}}^*$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_{\text{г.сер}}^* = V_{\text{г}} / V_{\Sigma}$; E_p – модуль об'ємної пружності РР при заданій температурі.

Середню густину РР за перехід циклу, з врахуванням об'єму розчиненого і нерозчиненого повітря визначаємо за залежністю

$$\rho = \rho_{\text{pp}0} \left(1 - z_{\text{сер}} \right) \left[1 + \frac{p_{\text{сер}} - p_0}{E_{\text{сер}}} \right] + \rho_{\text{г}0} z_{\text{сер}} \frac{p_{\text{сер}}}{p_0}, \quad (7)$$

де $z_{\text{сер}}$ – доля об'єму рідинно-повітряної суміші (середовища),

яка зайнята газом, розраховується за формулою $z_{\text{сер}} = \frac{V_{\text{г.сер}}^*}{V_p + V_{\text{г.сер}}^*}$.

Залежності (6) і (7) дозволяють провести розрахунок, середніх за перехід циклу роботи ГА, модуля об'ємної пружності РР з врахуванням кількості нерозчиненого в ній повітря.

Середнє значення кількості теплоти, яка виділяється з ГА на кожному переході циклу знаходиться за формулою

$$W_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i \Delta t_i}{n}, \quad (8)$$

де Δt_i – відносний час переходу, $\Delta t_i = \frac{t_i}{t_{\text{ц}}}$, с; n – кількість

переходів в циклі.

Об'єм гідравлічного баку визначається за залежністю [3]

$$V_{\text{б}} = \sqrt{\left(\frac{W_{\text{сер}}}{4\Delta T} \right)^3}, \quad (9)$$

де ΔT – приріст температури РР за час функціонування ГА, приймали $\Delta T = 55 - 20 = 35^{\circ}\text{C}$.

Для оцінки результатів використовували відносну оцінку

$$J_w = \frac{|W_{\text{г}} - W_{\text{г}0}|}{W_{\text{г}0}} 100\%, \quad (10)$$

де W_r – кількість теплоти, яка виділилася з ГА, розрахована з врахуванням газовмісту в РР; W_{r0} – кількість теплоти, яка виділилася з ГА, розрахована без врахування газовмісту в РР.

Аналогічно до формули (10) виконано оцінку результатів розрахунку об'єму гідравлічного баку.

Розрахункові дослідження. Вони проводилися для ГА механізму підйому, циклограма роботи якого складається з трьох переходів: підймання вантажу, тривалістю $t_1 = 11,7$ с; витримки протягом $t_2 = 5$ с і опускання – $t_3 = 8,8$ с, [8]. Результати розрахунків наведено в табл.1 - 4.

Таблиця 1. Основні параметри ГА при його функціонуванні

Параметр	1 перехід	2 перехід	3 перехід
Тривалість переходу, с	11,7	5	8,8
Середня швидкість руху гідроциліндру, м/с	0,07	0	0,09
Середній тиск РР в ГА, МПа	8,4	8,4	11,3

Таблиця 2. Результати розрахунків при 1% газовмісті в РР

№ пере- ходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		По- хиб- ка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		По- хиб- ка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	38,67	38,85	0,4	0,119	0,12	0,7
2	20,36	20,53	0,8	0,045	0,046	1,3
3	30,72	30,9	0,6	0,084	0,085	0,87
при 3% пульсації тиску РР						
1	38,67	38,86	0,5	0,119	0,12	0,7
2	20,36	20,53	0,87	0,045	0,046	1,3
3	30,72	30,9	0,6	0,084	0,085	0,87
при 7% пульсації тиску РР						
1	38,67	38,67	0,5	0,119	0,119	0,7
2	20,36	20,35	0,87	0,045	0,045	1,3
3	30,71	30,72	0,6	0,084	0,084	0,88

Як видно з розрахунків пульсації тиску РР на кількість тепла, що виділяється з ГА і об'єм гідравлічного баку не впливає. При врахуванні газовмісту РР похибка при розрахунку кількості теплоти,

яка виділяється з ГА, становить до 7 %, а при визначенні об'єму гідравлічного баку – 10%.

Таблиця 3. Результати розрахунків при 3% газовмісті в РР

№ переходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		Похибка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		Похибка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	38,25	38,86	1,6	0,117	0,12	2,4
2	19,93	20,54	3	0,044	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,082	0,085	3
при 3% пульсації тиску РР						
1	38,25	38,85	1,6	0,12	0,12	2,4
2	19,93	20,53	3	0,046	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,085	0,085	3
при 7% пульсації тиску РР						
1	38,25	38,85	1,6	0,12	0,12	2,4
2	19,93	20,53	3	0,046	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,085	0,085	3

Таблиця 4

Таблиця 4. Результати розрахунків при 7% газовмісті в РР

№ переходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		Похибка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		Похибка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	10,5
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7
при 3% пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	10,5
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7
при 7% пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	11,1
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7

Середнє значення об'єму гідравлічного баку, розраховане за залежністю (8) при різних умовах відповідно складає:

- при 1% газовмісті $V_{\text{сер.г}} = 0,018 \text{ м}^3$ з врахуванням газовмісту в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування;

- при 3% газовмісті $V_{\text{сер.г}} = 0,017 \text{ м}^3$ з врахуванням газовмісту в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування;

- при 7% газовмісті $V_{\text{сер.г}} = 0,016 \text{ м}^3$ з врахуванням газовмісту в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування.

Об'єм баку, розрахований виходячи з 3-х хвилинної подачі насоса $q = 10 \text{ л/хв} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, складає $V_{3\text{п}} = 0,024 \text{ м}^3$, що як мінімум на 25% більше ніж розрахований за розробленою інтегральною методикою.

Вибір раціональної форми гідравлічного баку. Об'єм РР в гідробаці приймаємо виходячи з 3-х хвилинної номінальної подачі насоса

$$V_{\text{рр}} = \frac{3 \cdot q \cdot 10^{-3}}{60}, \text{ м}^3, \quad (11)$$

де q – подача насоса, л/хв.

Приймаючи, що РР залита до рівня $\approx 0,8$ висоти гідробаку, його об'єм складає

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\text{рр}}}{0,8} = 1,25 V_{\text{рр}}. \quad (12)$$

Розглядали гідробак з розмірами: a – ширина, b – довжина, H – висота. При визначенні розрахункової площі поверхні тепловиділення враховували, що F' – площа поверхні гідробаку, яка безпосередньо стикається з РР, в тому числі й площа основи; F'' – площа поверхні гідробаку, що безпосередньо не стикається з РР і тому має нижчу температуру і яка враховується із зменшенням в два рази [2, 9]. Площу поверхні тепловиділення гідробаку розраховували за формулою

$$F = F' + \frac{F''}{2}. \quad (13)$$

Позначали $b = k_2 a$, $H = k_1 a$, де k_1 і k_2 коефіцієнти висоти та довжини гідробаку, що призначали відносно ширини. При цьому об'єм баку становить

$$V_{\text{б}} = abH = k_1 k_2 a^3. \quad (14)$$

З врахуванням висоти рівня РР $0,8H$ та площі основи, площа поверхні гідробаку, яка безпосередньо стикається з РР

$$F' = a^2(k_2 + 1,6k_1 + 1,6k_1 k_2), \quad (15)$$

та площа поверхні гідробаку, що безпосередньо не стикається з РР

$$F'' = a^2(k_2 + 0,4k_1 + 0,4k_1k_2). \quad (16)$$

Розрахункова поверхня гідробаку становить

$$F = F' + 0,5F'' = a^2(1,5k_2 + 1,8k_1 + 1,8k_1k_2). \quad (17)$$

З формули (14) знаходили $k_1 = \frac{V_6}{k_2 a^3}$, після підстановки якого до

формули (17) отримали

$$F = a^2(1,5k_2 + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} k_2) = a^2(1,5k_2 + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} + 1,8 \frac{V_6}{a^3}). \quad (18)$$

Визначали значення k_2 , яке відповідає екстремум функції F

$$\frac{dA}{dk_2} = 1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{k_2^2 a} = 0, \quad \text{або } 1,5k_2^2 a^3 = 1,8V_6. \quad (19)$$

З рівняння (19) знаходили

$$k_{20} = \sqrt{\frac{1,8}{1,5a^3} V_6} = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}}. \quad (20)$$

Для оцінки екстремуму функції F (максимуму або мінімуму) давали невеликий приріст $h = \pm 0,1$ до значення k_{20} і визначали знаки першої похідної dA/dk_2 при $k_{20} - h$ і $k_{20} + h$. Отримали: для $k_{20} - h$

$$1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{1,2V_6}{a} - 0,2 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 0,01\right)a} < 0,$$

для $k_{20} + h$

$$1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{1,2V_6}{a} - 0,2 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 0,01\right)a} > 0.$$

Таке чергування знаків першої похідної відповідає мінімуму функції F при $k_2 = k_{20}$ (див. формулу (20)), яка дорівнює

$$F = a^2(1,5 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 1,8 \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{aV_6}{1,2}} + 1,8 \frac{1}{a^3} V_6). \quad (21)$$

При $k_1 = k_2 = 1$ отримали відповідно до рівняння (17)

$$F = a^2(1,5 + 1,8 + 1,8) = 5,1a^2 = 5,1\sqrt[3]{V_6^2}. \quad (22)$$

Якщо прийняти $a = \sqrt[3]{V_6}$ і підставити її до рівняння (22), за яким визначається мінімальне значення F , то отримаємо

$$F = \sqrt[3]{V_6^2} \left(1,5 \frac{1}{\sqrt[3]{V_6^2}} \sqrt{\frac{1,2V_6}{\sqrt[3]{V_6}}} + 1,8 \frac{1}{\sqrt[3]{V_6^2}} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V_6} \cdot V_6}{1,2}} + 1,8 \right) = \quad (23)$$

$$= \sqrt[3]{V_6^2} (1,5\sqrt{1,2} + 1,8\sqrt{\frac{1}{1,2}} + 1,8) = 5,09\sqrt[3]{V_6^2}.$$

Зіставляючи значення функції F по формулах (19) і (21), можна відзначити, що вибираючи параметри ширини a , довжини b і висоти H гідробаку, як сторони куба, ми отримуємо практично найменшу площу поверхні тепловиділення.

Різні варіанти значень F при відхиленні від кубічної форми представлені в табл. 5, приведені різні комбінації коефіцієнтів k_1 і k_2 і відповідні ним значення сторін гідробаку a , b , H , площі поверхні тепловіддачі F у функції однієї і тієї ж місткості гідробаку V_6 . В останній колонці приведений відсоток збільшення поверхні F_i порівняно з кубічним варіантом F_1 , який прийнято за мінімальне значення

$$\beta(\%) = \frac{F_i - F_1}{F_1} 100, \quad i = 2 \dots 13.$$

Варіанти табл. 5 розташовані в порядку збільшення величини β . Кількість варіантів може бути збільшена, шляхом призначення додаткових комбінацій коефіцієнтів k_1 і k_2 . При конкретному виборі k_1 і k_2 , які впливають на конструктивну форму гідробаку, слід враховувати передбачувані розміри панелі гідроапаратури, що встановлюється на кришці бака, а також місце розташування насосної станції біля технологічного устаткування.

Таблиця 5. Варіанти геометричних форм гідробаку і площі поверхні тепловиділення

№	k_1	k_2	a , м	H , м	b , м	F , м ²	β , %
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1	$\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$5,1\sqrt[3]{V_6}$	0
2	1,5	1,5	$0,763\sqrt[3]{V_6}$	$1,144\sqrt[3]{V_6}$	$1,144\sqrt[3]{V_6}$	$5,232\sqrt[3]{V_6}$	2,59
3	0,5	1	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$0,637\sqrt[3]{V_6}$	$1,2\sqrt[3]{V_6}$	$5,238\sqrt[3]{V_6}$	2,7
4	1	2	$0,69\sqrt[3]{V_6}$	$1,034\sqrt[3]{V_6}$	$1,38\sqrt[3]{V_6}$	$5,33\sqrt[3]{V_6}$	4,5
5	2	0,5	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$0,637\sqrt[3]{V_6}$	$5,476\sqrt[3]{V_6}$	7,37

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	5	6	7
6	2	2	$0,629\sqrt[3]{V_6}$	$1,258\sqrt[3]{V_6}$	$1,258\sqrt[3]{V_6}$	$5,476\sqrt[3]{V_6}$	7,37
7	2	1,5	$0,69\sqrt[3]{V_6}$	$1,38\sqrt[3]{V_6}$	$1,034\sqrt[3]{V_6}$	$5,542\sqrt[3]{V_6}$	8,66
8	2	3	$0,55\sqrt[3]{V_6}$	$1,1\sqrt[3]{V_6}$	$1,65\sqrt[3]{V_6}$	$5,545\sqrt[3]{V_6}$	8,72
9	2	2,5	$0,584\sqrt[3]{V_6}$	$1,17\sqrt[3]{V_6}$	$1,462\sqrt[3]{V_6}$	$5,58\sqrt[3]{V_6}$	9,41
10	3	2	$0,55\sqrt[3]{V_6}$	$1,65\sqrt[3]{V_6}$	$1,1\sqrt[3]{V_6}$	$5,818\sqrt[3]{V_6}$	14
11	2	4	$0,5\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$2\sqrt[3]{V_6}$	$6\sqrt[3]{V_6}$	17,65
12	3	3	$0,48\sqrt[3]{V_6}$	$1,44\sqrt[3]{V_6}$	$1,44\sqrt[3]{V_6}$	$6,05\sqrt[3]{V_6}$	18,82
13	4	2	$\sqrt[3]{V_6}$	$2\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$6,15\sqrt[3]{V_6}$	20,6

Висновки. Розроблена інтегральна методика розрахунку теплового режиму об'ємного ГА, яка комплексно, в порівнянні з відомими, враховує перемінні в часі параметри РР, її газоміст і пульсацію тиску, що дозволяє уточнити розраховане значення об'єму гідравлічного баку.

Розрахунковим шляхом встановлено, що пульсації РР на кількість тепла, що виділяється з ГА, і об'єм гідравлічного баку практично не впливають. Кількість тепла, що виділяється з ГА, і об'єм гідравлічного баку суттєво залежать від газомісту РР. Раціональною формою гідравлічного бака є куб з рівними довжинами сторін.

Література

1. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / Р.Д. Аврутин – М.–Л.: Машиностроение – 1965. – 268 с.
2. Брон А.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / А.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский – М.: Машиностроение, 1967. – 356 с.
3. Гидросистемы высокого давлений. Под ред. Ю.Н. Лантева. – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
4. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : [учебник для вузов] / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
5. Губарев О.П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / О.П. Губарев., О.В. Левченко, О.В. Ветрова // Вісник НТУУ “КПІ”, Машинобудування. – К.: НТУУ “КПІ”, 2009. – № 59. – С. 216 – 219.

6. *Mednis W.* Hydrauliczne napedy i ich sterowanie / *W. Mednis.* – Warszawa: OWPW, 1999. – 93 s.
7. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
- 8 *Андренко П.М.* Дослідження динамічних характеристик гідроагрегату живлення / *П.М. Андренко, В.В. Клітної, О.Б. Панамарьова.* // Вестник ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2007. – Вып.38. – С, 221 – 224.
- 9 Методические указания к курсовому проекту по объемным гидромашинам “Проектирование и расчет маслостанций”. / Сост. *А.П. Ефремов, М.П. Крутько.* – Харьков: ХПИ. – 1987. – 18 с.

ИНТЕГРАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Лурье З.Я., Андренко П.Н., Панамарева О.Б.

Аннотация – в статье приведена интегральная методика теплового расчета объемного гидроагрегата с учетом распределения тепловой энергии в зависимости от циклограммы работы и переменных во времени параметров рабочей жидкости. Выполнена оценка влияния на объем гидравлического бака газосодержания в рабочей жидкости и пульсаций давления в гидроагрегате.

INTEGRAL METHOD OF CALCULATION OF THREE- DIMENSIONAL VOLUME HYDROUNIT

Z. Lure, P. Andrenko, O.Panamariova

Summary

In the article the integral method of thermal calculation of by volume hydrounit power is resulted taking into account distributing of thermal energy in zavisimosti ot ciklogrammy of work and in-out in time parameters of working liquid. The estimation of influence on the volume of hydraulic tank of gas content in a working liquid and pulsations of pressure is executed in a hydrounit power.