

В.М. Краснокутський, канд. техн. наук,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна
Г.А. Аврунін, канд. техн. наук,
І.І. Мороз
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА АЕРОДРОМНОГО ПЕРЕСУВНОГО ЕЛЕКТРОАГРЕГАТА ПРИ ЙОГО ПОБУДОВІ ЗА МОДУЛЬНИМ ПРИНЦИПОМ

CALCULATION OF BY HYDRAULIC FLUID POWER COMMUTER MOVABLE ЕЛЕКТРОАГРЕГАТА AT HIS CONSTRUCTION ON MODULE PRINCIPLE

Розглядається об'ємний гідропривод технологічної частини аеродромного пересувного електроагрегата з приводом від енергетичних модульних засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації. Виконано розрахунок об'ємного гідропривода і вибір вітчизняних аксіальнопоршневих гідромашин виробництва ПрАТ «ГідросилаАПМ», у тому числі насоса з регульованим робочим об'ємом і гідромотора з постійним робочим об'ємом. Визначені необхідна потужність приводного двигуна насоса, ККД гідропривода, необхідні значення об'єму гідробака, діаметрів гідропроводів, потужність і витрата маслоохолоджувача. Регулятор робочого об'єму насоса забезпечений дистанційною електрогідравлічною пропорційною системою управління на базі редуційних гідроклапанів з пропорційними електромагнітами. Гідропривод включає блок управління витратою насоса і контролю параметрів. Для проведення експериментальних досліджень гідропривод оснащено перетворювачами тиску в магістралях високого тиску і підживлення, температури робочої рідини і частоти обертання приводного двигуна насоса і гідромотора.

Ключові слова: засоби аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації, модульні двохланкові машини, гідромотор, насос, об'ємний гідропривод.

Вступ

Вихідна концепція створення засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації (ЗАТЗПА) розроблялась у Харківському університеті Повітряних Сил та науковому центрі бойового застосування Військово-Повітряних Сил з 1996 по 2012 р [1]. Суть концепції полягає в застосуванні модульного принципу побудови ЗАТЗПА, складовими частинами якого є енергетичний модуль (трактор-тягач або автомобільне шасі) та енергетичний модуль (спеціальне обладнання ЗАТЗПА) [2].

Випробування першого макетного зразка показали можливість монтажу енергетичного модуля на причепі чи полупричепі. В подальшому при доопрацюванні конструкції привода спецобладнання технологічного модуля (ТМ) були запропоновані системи з автономним двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ) та з електро- або гідравлічним приводом.

З 2014 року почалась праця з вирішення проблемних задач підвищення маневреності та рухомості модульних схем ЗАТЗПА.

Основна частина

На рисунку 1 представлено гідравлічну принципову схему об'ємного гідропривода обертального руху, що застосовується в мобільних машинах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою двохступеневого електрогідравлічного регулятора стежного принципу дії з механічним зворотним зв'язком. Гідропривод складається з насоса Н і гідромотора М, з'єднаних одне з одним за допомогою гідропроводів і рукавів високого тиску, і електронного блок БУ. Гідромотор М призводить в обертання робочий орган РО (генератор) аеродромної машини.

На насосі Н змонтовано насос підживлення Нп із запобіжним клапаном КПп, зворотні клапани системи підживлення КО1 і КО2, регулятор зміни робочого об'єму насоса, що містить стежний гідророзподільник Р1 з пропорційним електричним керуванням за допомогою редуційних клапанів КР1 і КР2, гідроциліндри Ц1 і Ц2 і пристрій механічного («жорсткого») зворотного зв'язку ЗЗ між ними. Насос підживлення Нп крім своєї основної функції здійснює також подачу робочої рідини до лінії управління регулятора робочого об'єму насоса Н (тиск p_y). На гідромоторі М встановлено запобіжні

клапани КП1 і КП2 основних магістралей $A - A$ і $B - B$, гідророзподільник Рп скидання частини потоку робочої рідини з лінії низького тиску (підживлення) до гідробака Б для охолодження (зустрічаються назви «промивний гідророзподільник» або «гідророзподільник обміну») і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні значення тиску підживлення. Зовнішніми гідроприроями об'ємного гідропривода є всмоктуючий фільтр Ф1 на вході в насос підживлення Нп, фільтр-сапун ФЗГ з заливною горловиною і маслоохолоджувач АТ з електродвигуном Е привода вентилятора. Контроль забрудненості фільтроелемента здійснюється за допомогою візуального мановакуумметра МН1. У зв'язку з високою теплонавантаженістю гідропривода охолодження вузлів тертя гідромашин забезпечується шляхом подачі робочої рідини з гідророзподільника Рп через клапан КД в корпус гідромотора М, з останнього в корпус насоса Н і далі в маслоохолоджувач АТ.

Для контролю параметрів гідропривода використовуються:

- датчики частоти обертання валів насоса і гідромотора ДЧО1 і ДЧО2;
- датчики тиску ПД1 і ПД2 в основних магістралях $A - A$ і $B - B$ гідропривода, ПД3 в лінії підживлення насоса Нп;

- датчики температури ПТ1 і ПТ2 на вході та виході маслоохолоджувача АТ та ПТ3 в корпусі гідромотора М;
- реле РКУ контролю рівня робочої рідини у гідробаку Б.

При роботі гідропривода обертання насосам Н і Нп передається від коробки відбору потужності (КВП) приводного двигуна внутрішнього згорання і робочої рідини нагнітається до гідромотора М в напрямку $A - A$ або $B - B$ в залежності від необхідного напрямку обертання робочого органа машини. Безступінчаста зміна робочого об'єму насоса і напрямку потоку робочої рідини для реверсування обертання гідромотора М здійснюється за допомогою регулятора стежного принципу дії, що має механічний зворотний зв'язок ЗЗ між керуючим пристроєм (стежним золотником Р) і гідроциліндрами Ц1 і Ц2 безпосередньої дії на похилий диск аксіальнопоршневого насоса.

Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами на редукційних клапанах КР1 і КР2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічні тяги на електричні дроти) і автоматизувати роботу гідропривода. При подачі електроживлення на клапан КР1 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і робоча рідина

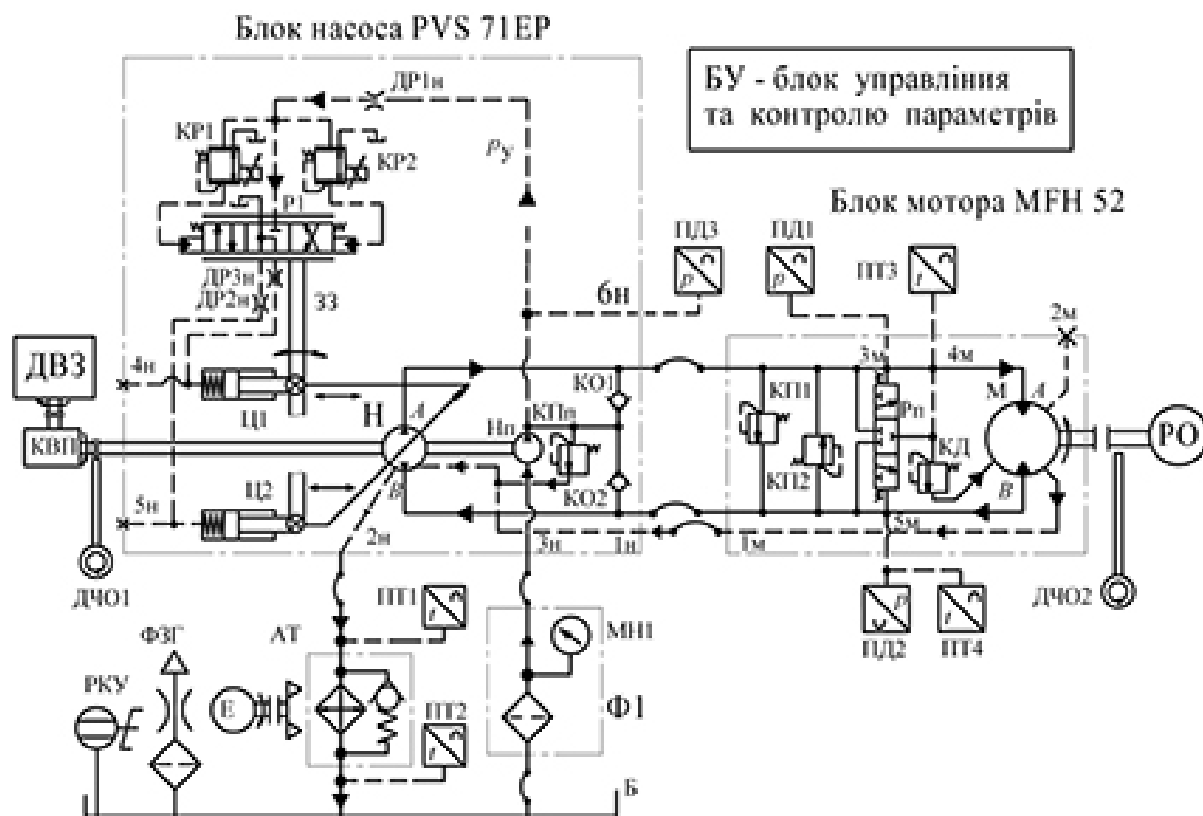


Рисунок 1 — Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода ПрАТ «Гідросила» з машинним управлінням швидкістю обертання реверсивного гідромотора М і насосом Н з електрогідравлічним пропорційним стежним регулятором подачі

потрапляє до порожнини гідроциліндра Ц1, переміщуючи його поршень праворуч, впливаючи на похилий диск насоса Н. При зміщенні золотника гідророзподільника Р ліворуч під дією електроживлення на клапан КР2 потік керування робочої рідини потрапляє до порожнини гідроциліндра Ц2, впливаючи на похилий диск насоса Н. Наявність зворотного зв'язку ЗЗ забезпечує фіксацію поршнів гідроциліндрів Ц1 і Ц2 у заданому гідророзподільником Р положенні і однозначний зв'язок між електричним сигналом управління на електромагнітах редукційних клапанів КР1 і КР2 і значенням робочого об'єму насоса Н. Такий тип регулятора називається стежним, оскільки кожному положенню золотника гідророзподільника Р відповідає певне положення поршнів гідроциліндрів Ц1 і Ц2 і значення робочого об'єму насоса Н.

При відсутності тиску управління в порожнинах гідроциліндрів Ц1 і Ц2 пружини в останніх встановлюють похилий диск насоса Н в нейтральне положення, відповідне його нульовому робочому об'єму.

Метою розрахунку є визначення вихідних характеристик, підбір робочих об'ємів гідромашин привода обертання генераторів АПА і розрахунок коефіцієнта корисної дії (ККД) об'ємного гідропривода. Для заміни карданного зв'язку між двигуном внутрішнього згорання, точніше, коробкою відбору потужності КВП і редуктором (мультиплікатором) генераторів встановлено гідропривод.

Використання гідропривода дозволяє за допомогою рукавів високого тиску (РВД) між насосом і гідромотором розміщувати генератори в більш доступному місці на автомобільному шасі чи причепі і реалізовувати автоматичну систему регулювання частоти обертання при використанні насоса з електрогідравлічним регулятором робочого об'єму і електронного блоку з датчиком зворотного зв'язку контролю частоти обертання вала генератора.

1. Вихідні дані для розрахунку:

- максимальна потужність гідромотора привода обертання генератора — 60 кВт ;
- частота обертання вала гідромотора (постійна) — 2500 хв^{-1} ;
- номінальна частота обертання вихідного вала КВП привода обертання насоса — 2100 хв^{-1} ;
- максимальний робочий тиск в об'ємному гідроприводі — 35 МПа ;
- схема циркуляції робочої рідини — з замкненим ланцюгом;
- система регулювання робочого об'єму насоса — електрогідравлічна зі стежним пропорційним гідророзподільником і напругою живлення 24 В постійного струму;
- система охолодження гідропривода — повітряне охолодження;
- сорт робочої рідини — масло на мінеральній основі або синтетична;

- діапазон температур робочої рідини при експлуатації — від «мінус» 10 до 80°C ;

- діапазон температур навколишнього повітря при експлуатації — від «мінус» 40 до 50°C ;

Метою розрахунку є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органа (генератора).

2. Визначення робочого об'єму гідромотора відбувається у два етапи. Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{\text{м,попер}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м,попер}} \cdot \eta_{\text{мгм,попер}}}, \text{ см}^3, \quad (1)$$

де $M_{\text{м}}$ — крутний момент зовнішнього статичного навантаження дорівнює крутному моменту гідромотора, значення якого задається проєктантом машини з об'ємним гідроприводом, $H_{\text{м}}$, $\Delta p_{\text{м,попер}}$ — перепад тисків, що задалегідь задається на гідромоторі $M_{\text{Па}}$, зазвичай завдають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться у межах

$$\Delta p_{\text{м,попер}} = 21 - 40 \text{ МПа}, \quad (2)$$

де $\eta_{\text{мгм,попер}}$ — гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого залежно від конструкції і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться у діапазоні

$$\eta_{\text{мгм,попер}} = 0,85 - 0,98. \quad (3)$$

Наприклад, для аксіальнопоршневих гідромоторів виробництва ПрАТ «ГідросилаАПМ» гідромеханічний ККД дорівнює $\eta_{\text{мгм}} = 0,88$.

3. Отримане за формулою (1) значення робочого об'єму $V_{\text{м}}$ округлюють до найближчого більшого значення з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

4. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot V_{\text{м}}^* \cdot \eta_{\text{мгм}}^*}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{мгм}}$ — гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків приймають усі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску робочої рідини в об'ємному гідроприводі.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведено коректно. Для забезпечення підвищеної довговічності об'ємного гідропривода і в разі

відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75 % від номінального значення.

5. Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини

$$\Delta p_H = \Delta p_M + 2 \Delta p_{\text{ВТРАТ}}, \text{ МПа}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{ВТРАТ}}$ — гідравлічні втрати тиску в гідропроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД об'ємного гідропривода, тому попередньо

$$2 \Delta p_{\text{ВТРАТ}} = 0,05 \cdot \Delta p_M \text{ або } \Delta p_{\text{ВТРАТ}} = 0,025 \Delta p_M, \text{ МПа}, \quad (6)$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в гідропроводах від насоса до гідромотора і від гідромотора до насоса.

В основі отримання формули (6) лежать передумови:

1. Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході $p_{\text{НАГН,М}}$ (нагнітання) і виході $p_{\text{ЗЛ,М}}$ (зливі)

$$\Delta p_M = \Delta p_{\text{НАГН,М}} - \Delta p_{\text{ВТРАТ}}, \text{ МПа}. \quad (7)$$

2. Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $p_{\text{НАГН,М}}$ і втрат $\Delta p_{\text{ВТРАТ}}$ по довжині гідропроводу між насосом і гідромотором

$$p_{\text{НАГН,Н}} = p_{\text{НАГН,М}} + \Delta p_{\text{ВТРАТ}}, \text{ МПа}. \quad (8)$$

3. Тиск на вході (всмоктуванні) до насоса є різницею тисків на виході $p_{\text{ЗЛ,М}}$ (зливі) з гідромотора і втрат $\Delta p_{\text{ВТРАТ}}$ по довжині гідропроводу між гідромотором і насосом

$$p_{\text{ВХ,Н}} = p_{\text{ЗЛ,М}} - \Delta p_{\text{ВТРАТ}}, \text{ МПа}. \quad (9)$$

4. Перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітання) і вході до насоса

$$\Delta p_H = p_{\text{НАГН,Н}} - p_{\text{ВХ,Н}} = p_{\text{НАГН,М}} + \Delta p_{\text{ВТРАТ}} - p_{\text{ЗЛ,М}} + \Delta p_{\text{ВТРАТ}} = \Delta p_M + 2 \Delta p_{\text{ВТРАТ}}, \text{ МПа}. \quad (10)$$

5. Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень

$$\Delta p_H \leq \Delta p_{\text{Н,НОМ}}; p_{\text{НАГН,Н}} \leq p_{\text{Н,НОМ}}. \quad (11)$$

6. Визначають витрату робочої рідини, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органа

$$Q_H = Q_M = \frac{10^{-3} \cdot V_M^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (12)$$

де Q_H — фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнта подачі), л/хв, $n_{\text{макс}}$ — максимальна частота обертання гідромотора, хв^{-1} , $\eta_{\text{ом}}$ — об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_{\text{ом}} / \eta_{\text{МГМ}}. \quad (13)$$

7. Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_H / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (14)$$

де $\eta_{\text{он}}$ — коефіцієнт подачі насоса, значення якого знаходиться у межах 0,9—0,98.

8. Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу робочої рідини при заданій номінальній частоті обертання приводного двигуна насоса

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{квп}}}, \text{ см}^3, \quad (15)$$

де $n_{\text{квп}}$ — номінальна частота обертання приводного двигуна, хв^{-1} , $k = 1,0-1,2$ — коефіцієнт, що враховує зношування гідромашин упродовж експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають V_H^* .

9. Визначають максимальну корисну потужність об'ємного гідропривода при заданих значеннях крутного моменту $[H.M]$ і частоти обертання $[\text{хв}^{-1}]$

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{квп}}}, \text{ кВт}. \quad (16)$$

10. Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_H \cdot \Delta p_H}{60 \cdot \eta_H} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_H}{60 \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

де Δp_H — перепад тисків на насосі, МПа, Q_H — фактична подача основного насоса л/хв, η_H — ККД основного насоса (загальний або повний), $\eta_{\text{МГМ}}$ — гідромеханічний ККД основного насоса, який визначається як частка від ділення ККД насоса на об'ємний,

$$\eta_{\text{МГМ}} = \eta_H / \eta_{\text{он}}. \quad (18)$$

11. Визначають споживану насосом підживлення потужність

$$P_{\text{нт}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{нт}} \cdot n_{\text{дв}} \cdot P_{\text{нт}}}{60 \cdot \eta_{\text{нтгм}}} = \frac{Q_{\text{нтг}} \cdot P_{\text{нтг}}}{60 \cdot \eta_{\text{нтгм}}}, \text{ кВт}, \quad (19)$$

де $V_{\text{нт}}$ — робочий об'єм насоса підживлення, см^3 , $n_{\text{дв}}$ — номінальна частота обертання насоса підживлення, яка збігається з частотою обертання приводного двигуна,

$x\delta^{-1}$, $p_{\text{НП}} = 1,6\text{—}2,4 \text{ МПа}$ — тиск насоса підживлення (попередньо задаються, наприклад, $p_{\text{НП}} = 2 \text{ МПа}$), $\eta_{\text{НПГМ}} = 0,5\text{—}0,8$ — гідромеханічний ККД насоса підживлення, $Q_{\text{НПГ}}$ — теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{НПГ}} = 10^{-3} V_{\text{НП}} \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв.} \quad (20)$$

12. Визначають сумарну споживану потужність насосів

$$P_{\text{Спож}} = P_{\text{Спож.осн}} + P_{\text{НП}}, \text{ кВт.} \quad (21)$$

Споживана насосами фактична потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{Спож.кат}} \quad (22)$$

13. Визначають загальний ККД об'ємного гідропривода $\eta_{\text{ОГП}} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}$ (23)

14. Визначають необхідну потужність приводного двигуна внутрішнього згорання із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{\text{дв}} = 1,3 P_{\text{спож}} \quad (24)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного двигуна внутрішнього згорання.

15. Внутрішній діаметр гідропроводів визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм,} \quad (25)$$

де Q — теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{НП}}$ — в основних магістралях; $Q_{\text{НПГ}}$ — для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса під живлення), $[v]$ — допустима швидкість течії робочої рідини, м/с , значення якої обирають згідно з наданими рекомендаціями [3]: для всмоктувальних гідропроводів $[v] = 1,2 \text{ м/с}$ або не більше значення швидкості (або не менше тиску), встановленого постачальником насоса; для напірних трубопроводів $[v] = 5 \text{ м/с}$; для зливних гідропроводів $[v] = 4 \text{ м/с}$, а замість значення d підставляють $d_{\text{н}}$, $d_{\text{зл}}$ і $d_{\text{вс}}$ — діаметри гідропроводів нагнітання, зливу і всмоктування основного насоса при незамкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини, відповідно; $d_{\text{всНП}}$ — діаметр всмоктувального гідропривода насоса підживлення; $d_{\text{НПГ}}$ — діаметр нагнітального гідропривода насоса підживлення; $d_{\text{злНП}}$ — зливного гідропривода гідробака.

Швидкість робочої рідини у всмоктувальному гідропроводі жорстко пов'язано з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірно-му і зливному гідропроводах встановлюють у результаті розрахунку ККД об'ємного гідропривода і виконання умови (6), тому в об'ємному гідроприводі високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

16. Об'єм гідробака визначають за формулою, в основі якої лежить концепція достатності 30 с часу відстою робочої рідини у гідробаку, за яке нерозчинене повітря видалятиметься до атмосфери через фільтр-сапун [4]

$$V_{\text{б}} = 0,5 Q_{\text{НПГ}} \text{ дм}^3, \quad (26)$$

де $Q_{\text{НПГ}}$ — теоретичне значення подачі насоса підживлення, л/хв.

17. Розрахунок і вибір маслоохолоджувача.

Для розрахунку виділеної теплової потужності пропонується спрощений метод [5] на основі визначення втрат пропорційно споживаній потужності об'ємного гідропривода в $15\text{—}20 \%$ при машинному керуванні витратою робочої рідини

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт} \quad (27)$$

де $\Delta P_{\text{маш}}$ — втрати потужності при машинному керуванні об'ємним гідроприводом, кВт , $P_{\text{спож}}$ — споживана потужність об'ємного гідропривода, кВт .

За каталогом підбирають необхідний за розсіяною тепловою потужністю охолоджувач і визначають витрати робочої рідини, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Оскільки охолоджувачі мають суттєві обмеження щодо тиску на вході ($[p_{\text{вх}}] \leq 0,6 \text{ МПа}$), то необхідно підібрати гідропровод на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході до охолоджувача не повинен перевищувати допустимого за міцністю значення

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр.Л}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа,} \quad (28)$$

де $\Delta p_{\text{охл}}$ — перепад тисків між входом і виходом, МПа , $\Delta p_{\text{тр.Л}}$ — втрати тиску за довжиною гідропровода на виході з охолоджувача [5], МПа ,

$$\Delta p_{\text{тр.Л}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{\text{НП}} \cdot v_{\text{в'язк}}, \text{ МПа,} \quad (29)$$

де L — довжина зливного гідропровода, м , d^* — внутрішній діаметр гідропровода (округлене до стандартного значення) мм , $Q_{\text{НП}}$ — витрата робочої рідини, л/хв. , $v_{\text{в'язк}}$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, $\text{мм}^2/\text{с}$ (сСт).

З метою спрощення розрахунків і у зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (зазвичай не більше $0,1 \text{ МПа}$ в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах робочої рідини, прокачуваної насосом підживлення), приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в такому вигляді

$$\Delta p_{\text{тр.Л}} < \{[p_{\text{вх}}] - 0,1\}, \text{ МПа при } [p_{\text{вх}}] = 0,6 \text{ МПа.} \quad (30)$$

18. Вибір сорту робочої рідини. В якості основного сорту робочої рідини для об'ємних гідроприводів типу ГСТ для мобільних машин рекомендується масло мінеральне типу МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83 або масло для автомагнічних коробок передач типу «А», ТУ 38.10111282-89.

Висновки

В результаті проведених розрахунків об'ємного гідропривода зроблений вибір аксіальнопоршневих гідромашин — нерегульованого гідромотора моделі MFH52 і регульованого насоса моделі PVS 71, ККД об'ємного гідропривода становить 78%, об'єм гідробака повинен бути не менше 21 $дм^3$, потужність маслоохолоджувача повинна становити не менше 19 $кВт$, потужність приводного двигуна насоса повинна бути вибраною не менше $P_{дв} = 76,8$ $кВт$.

Литература

1. Краснокутский, В.Н. Разработка машинного комплекса аэродромно-технического обеспечения полетов на базе модульных колесных энергетических средств // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Збірник наукових праць*. — Вип. 22 — Х.: ХАІ. — 2001. — С.438—439.

2. Краснокутський, В.М. Переваги переводу комплексу засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів на базі колісних енергетичних модулів // *Вісник ХДТУСГ*. — Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Вип. 15. — Х.: ХДТУСГ, 2003. — С. 119—124.

3. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). — [Введен с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. — К., 2005. — 34 с. — (Держспоживстандарт України).

4. Applications Manual. Section 3. Fluids and Filtration. — SAUER-DANFOSS. BLN-9887. July 1997.Rev.B. — 28 p.

5. Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OK-ELD Type. HYDAC INTERNATIONAL : Catalogue 02 Section 10. — Brochure E 5.805.0/01.02. — 8 p.

References

1. Krasnokutskiy, V.N. Razrabotka mashinnogo kompleksa aerodromno-tekhnichnogo obespecheniya poletov na baze modulnykh kolesnykh energiticheskikh sredstv. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika i tekhnologiya: Zbirnyk naukovykh prats*. — Kh.: KhAI. — 2001. — P. 438-439.

2. Krasnokutskiy, V.N. Perevagy perevoda kompleksa zasobiv aerodromno-tekhnichnogo zabespecheniya poletiv na bazi kolisnykh energetichnykh moduliv. *Visnyk XDTY-CG*. — Pidvyschennya nadiynosti vidnovlyuemykh detaley mashin. — Vip. 22 — Kh.: KDTYCG, 2003. — P. 119—124.

3. Hydraulic fluid power. General rules relating to systems (ISO 4413:1998, IDT). — [Vveden s 2002-09-01]. DSTU ISO 4413:2002. — K.: — 2005. — 34 p. — (Derzhspozhivstandart Ukrain).

4. Applications Manual. Section 3. Fluids and Filtration. — SAUER-DANFOSS. BLN-9887. July 1997.Rev.B. — 28 p.

5. Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OK-ELD Type. HYDAC INTERNATIONAL : Catalogue 02 Section 10. — Brochure E 5.805.0/01.02. — 8 p.

Надійшла 5.05.2016 року

УДК 621.22

Расчет объемного гидропривода аэродромного передвижного электроагрегата при его построении по модульному принципу

В.Н. Краснокутский, Г.А. Аврунин, И.И. Мороз

Рассматривается объемный гидропривод технологической части аэродромного передвижного электроагрегата с приводом от энергетических модульных средств аэродромно-технического обеспечения полетов авиации. Выполнены расчет объемного гидропривода и выбор отечественных аксиальнопоршневых гидромашин производства ЧАО «ГидросилаАПП», в том числе насоса с регулируемым рабочим объемом и гидромотора с постоянным рабочим объемом. Определены требуемая мощность приводящего насос двигателя, КПД гидропривода, требуемые значения объема гидробака, диаметров трубопроводов, мощность и расход маслоохладителя. Регулятор рабочего объема насоса снабжен дистанционной электрогидравлической пропорциональной системой управления на базе редуцированных гидроклапанов с пропорциональными электромагнитами. Гидропривод включает блок управления подачей насоса и контроля параметров.

Для проведения экспериментальных исследований гидропривод оснащен преобразователями давления в магистралях высокого давления и подпитки, температуры рабочей жидкости и частоты вращения приводящего двигателя насоса и гидромотора.

Ключевые слова: средства аэродромно-технического обеспечения полетов авиации, модульные двухзвеньевые машины, гидромотор, насос, объемный гидропривод.

UDC 621.22

Calculation of by hydraulic fluid power commuter movable электроагрегата at his construction on module principle

V.N. Krasnokutskiy, G.A. Avrunin, I.I. Moroz

By hydraulic fluid power of technological part of commuter movable electroaggregate is examined with a drive from power module facilities of the commuter-technical providing of

flights of aviation. The calculation of by hydraulic fluid power and choice of axial piston hydraulic mashines of Ukrainian production of «Gidrosila», including pump with the managed of displacement and hydromotor with a consist displacement. Certain the required bringing a pump over engine power, efficiency of hydraulic fluid power, required values of volume of hydraulic reservoir, diameters of pipe-lines, power and flow of air-oil of cooling. The regulator of displacement of pump is provided with controlled from distance electro-hydraulic propor-tional control system on the base of reduction hydraulic

valves with proportional electromagnets. Hydraulic fluid power includes system the serve of pump and control of parameters.

For realization of experimental researches hydraulic fluid power is equipped by sensors in highways high-pressure and charge, temperatures of working liquid and frequency of rotation of leading engine of pump and hydromotor.

Keywords: facilities of the commuter-technical providing of flights aviation, module two links machines, hydraulic motor, pump, hydraulic fluid power.