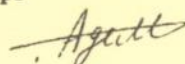


ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Адель Махмуд Мухамед Сутарі  
(Йорданія)



УДК 621.651.001.2

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДІАЛЬНО-  
ПОРШНЕВОГО НАСОСА ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ

Спеціальність 05.04.13- Гідралічні ~~ма~~ машини і гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації ~~на зрубиття~~ наукового ступеня  
кандидата ~~технічних~~ наук

Харків- 1997г.

621.22

ЛНБ ім. В. Стефаника



00330721 (G)

Дисертація є рукописом.

Робота виконана на кафедрі "Гідропневмоавтоматика та гідропривод"  
Харківського державного політехнічного університету.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор  
Петро Максимович Гладкий  
завідуючий кафедрою гідропневмоавтоматика  
та гідропривод ХДПУ.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
Михаїло Володимирович Черкашенко  
професор кафедри гідравлічних машин  
ХДПУ  
кандидат технічних наук,  
Євген Володимирович Моргун  
відучий науковий співробітник АТЗТ  
"Гідроелекс".

Провідна установа: НДІ Гідропривод, м. Харків.

Захист відбудеться "27" листопада 1997 р. О 14:30 годині на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 02.09.12 у Харківському державному політехнічному університеті за адресою 310002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотечі Харківського державного політехнічного університету.

Автореферат розісланий "24" жовтня 1997 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої Ради

Потенко О.В.

## Загальна характеристика роботи

Актуальність роботи. В світовій практиці гідромашинобудування радіально-поршневі насоси (РПН) широко використовуються для машинобудівних гідроприводів. Аналіз стану розвитку РПН показав, що перспективною конструктивною схемою є схема "вісь, що гойдається" і створені за цією схемою насоси моделі 50НР (50 НР/14, 50 НР/32, 50 НР/63, та інші). Ця серія насосів розроблена у НДІ Гідропривод (м. Харків) і серійно виготовляється Харківським заводом "Гідропривод".

Підвищенню енергетичних характеристик за рахунок зменшення гідравлічних і механічних втрат при їх створенні приділялась належна увага. Але досвід експлуатації спроектованих машин показав, що маютьяся резерви для зниження об'ємних і гідромеханічних втрат в вузлі, що гойдається, в парах тертя.

Останнє пояснюється тим, що при розробці не було враховано низку важливих факторів, які дозволяють підвищувати точність математичної моделі і більш ефективно використати сучасні методи теорії оптимальних систем.

Підвищити енергетичні характеристики РПН на прикладі насоса мод. 50НР/32 при його модернізації можна шляхом постановки та розв'язання наукової проблеми, пов'язаної з оптимізацією параметрів на базі розробки більш адекватної моделі і методики поетапної багатокритеріальної оптимізації.

Розв'язанню цієї актуальної проблеми і присвячена дисертаційна робота.

Мета роботи. Метою даної роботи є підвищення енергетичних характеристик (об'ємного і повного ККД) радіально-поршневого насоса мод. 50НР/32 шляхом оптимізації його параметрів.

До глобальних задач які розв'язані в лисертаційній роботі можна віднести:

виявлення основних характеристик і конструктивних схем при удосконаленні РПН, вибір перспективної конструктивної схеми, кінематичний аналіз вузла, що гойдається насосів серії 50НР;

розробка математичної моделі з більшим ступенем адекватності реального об'єкту;

розробка методики поетапної оптимізації параметрів за декількома енергетичними критеріями з урахуванням кореляційного аналізу між критеріями і параметрами, що варіюються.

Оптимізація параметрів насоса мод. 50НР/32 по енергетичним критеріям;  
формулювання практичних рекомендацій.

**Методи дослідження.** Основними методами дослідження є системний аналіз, математичне моделювання, методи теорії механізмів та машин і методи оптимізації, які вмщують в собі аналіз тенденції розвитку і удосконалення РПН; аналіз раніше розроблених математичних моделей; вибір методів оптимізації. При побудові математичних моделей використовувався апарат теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, механіки рідини та газів. Рішення оптимізаційних задач ґрунтувалось на широкому використанні методу дослідження простору параметрів (ІПП) та розробленій в НДІ Гідропривод діалогової системи багатокритеріальної оптимізації (ОРТ).

Експериментальний метод дослідження використовувався для отримання вихідних даних реального зразка насоса по тиску нагнітання в робочій камері, коефіцієнту подач та повного ККД. Найбільш важливою областю експериментальних досліджень за допомогою ЕОМ була перевірка адекватності розроблених математичних моделей основних вузлів насоса 50НР/32 і насоса в цілому, оцінювання ефективності запропанованого кореляційного аналізу та результатів оптимізації.

**Наукова новизна визначається:**

розробленими математичними моделями вузла поршневої пари, опорного вузла поршня і моделлю насоса в цілому як об'єкта оптимізації по енергетичним критеріям;

кореляційним аналізом між прийнятими критеріями і параметрами що варіюються;

кінематичним аналізом вузла насоса, що ґойдається;

рішенням поставленої проблеми по багатокритеріальній оптимізації параметрів насоса мод.50НР/32.

**Практична цінність роботи.** Практична цінність роботи полягає в розробці на основі теоретичних досліджень:

методики поетапної оптимізації параметрів на основі енергетичних критеріїв;

методики кореляційного аналізу між парами критеріїв, між критеріями та параметрами, що варіюються;

рекомендацій, які ґрунтуються на рішенні задач оптимізації параметрів.

**Реалізація в промисловості.** Дисертаційна робота виконувалась у відповідності з листом від 12 березня 1995г № 145 (Йорданський завод

гідралічних машин) і національною програмою України "Машини і технології майбутнього", розд. 5 "Енергоресурси", в якій передбачено створення нових або модернізація машин з метою зниження споживання палива, електроенергії, водних і інших енергоресурсів за рахунок удосконалення конструкції, підвищення ККД, адаптації агрегатів по навантаженням. Результати роботи сформульовані у формі рекомендацій, які можна використати при модернізації моделі насоса 50HP/32, що випускається серійно, а також в навчальному процесі по дисциплінам "Об'ємні гідропневмомашини" та "Динаміка гідропневмосистем".

**Апробація роботи.** Основні положення роботи доповідались і обговорювались на наукових конференціях та семінарах, в тому числі на міжнародних конференціях Місто Cad в 1995-1997рр.

Дисертація повністю доповідалась і схвалена на засіданні кафедри "Гідропневмоавтоматика і гідропривод", і спільних засіданнях кафедр "Гідралічних машини" та "Гідропневмоавтоматика та гідропривод" Харківського державного політехнічного університету, а також на науковому семінарі відділу гідралічних машин НДІ Гідропривод (м. Харків).

**Публікації:** За матеріалами дисертаційних досліджень, опубліковано 8 наукових робіт.

**Структура та об'єм роботи:** Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, що викладені на 157 сторінках машинодрукованого тексту: вміщує 39 рисунків, 8 таблиць та список літератури з 106 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі відмічається переважність застосування РПН перед іншими типами насосів в важконавантажених гідроприводах крокуючих екскаваторів, ковальсько-пресових машин, прокатного обладнання. Викладаються результати аналізу розвитку РПН, практична важливість підвищення їх енергетичних характеристик, значний вклад вітчизняних та зарубіжних вчених Бажина І.І., Лур'є З.Я., Полюшкова О.Г., Городецького К.І., Zhang Jianshow, Shute N.A. та ін. в розробці математичних моделей об'ємних гідромашин. Аналіз виконаних робіт в області досліджень дисертації, що обговорюються показав, що у них не врахована низка важливих факторів, які дають можливість покращити ефективність моделі реального об'єкта і ефективніше використати сучасні математичні методи теорії оптимальних систем. Потім обґрунтовується актуальність теми дисертації і вибір напрямку досліджень. В кінці викладено загальну

концепцію роботи і перелічені наукові положення і результати, що винесені на захист.

В першому розділі наведено аналіз конструктивних схем радіально-поршневих насосів, виявлена тенденція їх розвитку. Визначено об'єкт дослідження - РПН мод.50НР/32 по схемі "вісь, що гоїдається". Наведено основні характеристики розглянутих конструктивних схем, їх переваги і недоліки.

Аналіз функціонування дослідних зразків 50НР/32 при стендових випробуваннях і в промислових умовах, показав, що забезпечення високих енергетичних характеристик здійснювалось без належного урахування наступних важливих факторів:

математичного опису кожного виду витрат основних вузлів насоса, як окремого критерія якості;

богатокритеріальної постановки проблеми підвищення енергетичних характеристик, котра відрізняється найменшою часткою абстракції;

стисливості робочої рідини (РР), що підвищує реальну точність визначення об'ємного і повного ККД;

вибору ефективного методу багатокритеріальної оптимізації;

обмежень на границі зміни мінімального зазору масляного клина підп'ятника циліндра, які виключають неефективні рішення;

гідравлічні втрати на подолання місцевих опорів в каналах насоса, втрат на барботаж і механічні втрати в підшипниках та щільниках вала насоса.

Таким чином, аналіз розв'язання раніше поставлених задач показує, що насоси серії 50НР мають резерви подальшого підвищення енергетичних характеристик. Сформульована актуальна наукова проблема-богатокритеріальної оптимізації параметрів основних вузлів насоса і насоса в цілому по енергетичним критеріям, які відображають гідростатодинамічні і механічні процеси у насосі. Задачі, що визначають основний зміст наукової проблеми, наведені на рис.1. відповідні зв'язки, які характеризують системний підхід між задачами, зображені на рис.1 стрілками.

Поставлена наукова проблема уявляє собою складний комплекс взаємозв'язаних задач. Тому в роботі зроблена спроба вирішення поставленої наукової проблеми поетапно. Запропанована методика містить чотири етапа. На першому етапі після розробки математичної моделі вузлів і насоса в цілому перевіряється її адекватність експериментальним енергетичним показникам і конструктивним параметром серійних зразків насоса 50НР/32. У процесі досліджень моделі вносяться відповідна корекція числових даних і рівнянь. На другому етапі будуються таблиці

Задачі, що складають наукову проблему

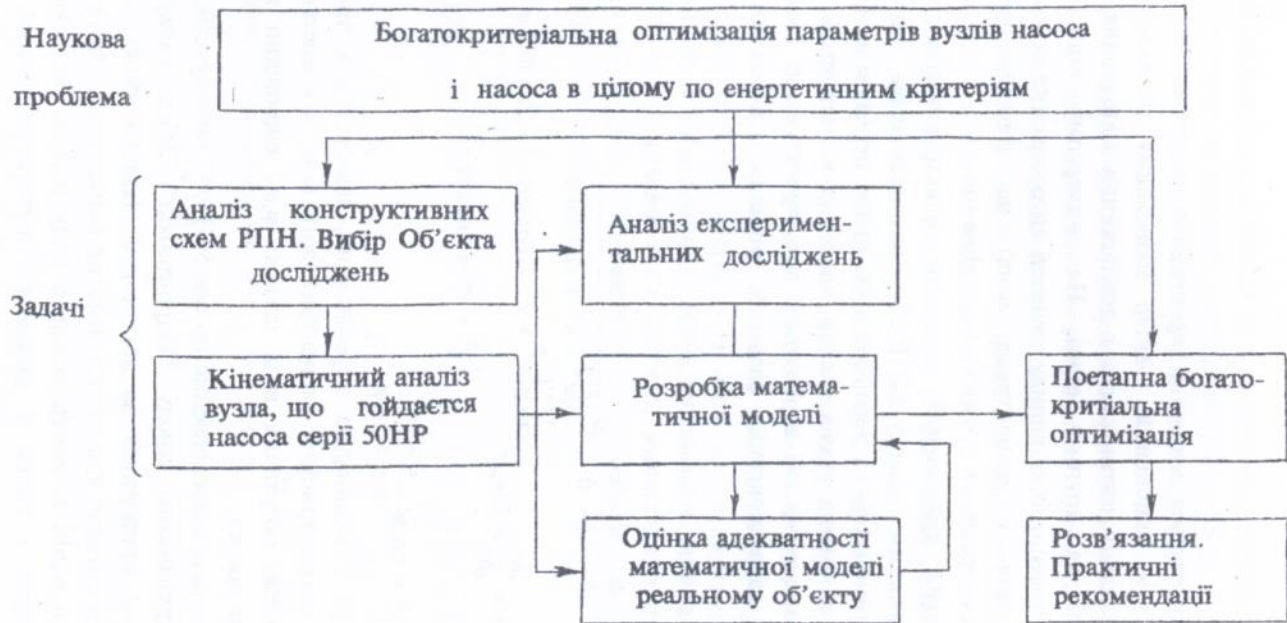


Рис. 1.1

результаті визначається множина ефективних паретовських точок, серед яких може бути здійснений вибір найкращих рішень. Третій етап передбачає локальну оптимізацію і дослідження найкращих рішень, які були знайдені на другому етапі. На четвертому етапі представляє практичний інтерес оцінка впливу точності виготовлення основних деталей (поршневої пари і ексцентрика вала) на величину енергетичних характеристик одержаного оптимального рішення.

**Другий розділ присвячений:** аналізу конструктивних особливостей об'єкту дослідження - насосу 50НР/32, кінематиці вузла, що гойдається; і аналізу експериментальних досліджень які цьому передували. Це стосується до виділення основних вузлів насоса, введення конструктивних констант, визначення параметрів які варіюються при проектуванні насоса і оцінки енергетичних характеристик, введення рівнянь кінематики вузла, що гойдається.

При дослідженні кінематики вузла, що гойдається, визначені лінійні швидкість та пришвидшення циліндра і кут гойдання

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{2a\epsilon \sin \varphi}{\sqrt{a^2 + \epsilon^2 + 2a\epsilon \cos \varphi}}, \quad (1)$$

$$u = \frac{dv}{dt} = 2a\epsilon\omega^2 \frac{\cos \varphi (a^2 + \epsilon^2 + 2a\epsilon \cos \varphi) + 2a\epsilon \sin^2 \varphi}{(a^2 + \epsilon^2 + 2a\epsilon \cos \varphi)^{3/2}}, \quad (2)$$

$$\beta = \arctg \left( \frac{a \sin \varphi}{\epsilon - a \cos \varphi} \right). \quad (3)$$

Тут  $s$ ,  $v$ ,  $u$  - відповідно переміщення, швидкість і пришвидшення циліндра;  $a$  - ексцентриситет ексцентрикового вала;  $\epsilon$  - відстань між віссю гойдання і віссю обертання вала насоса;  $\varphi, \omega$  - відповідно кут і кутова швидкість вала насоса.

Експериментальні дослідження насоса 50НР/32 виконували на стендовій установці Харківського заводу "Гідропривод". Замір тиску в робочих камерах насоса проводився за допомогою давачив тиску, з наступним перетворенням сигналу для запису його на осцилограф. Вимірювання тиску проводилось в одній із камер кожного ряду насоса. Записувались також пульсація витрат і тиску в колекторі нагнітання насоса. В процесі експерименту записувались індикаторні діаграми при різних величинах тиску в лінії нагнітання: 100, 320 і 500 кгс/см<sup>2</sup>. В процесі експериментальних досліджень вимірювалися зазори, які при роботі

гідростатодинамічної опори насоса не забезпечують еквідістатний зазор між опорою і робочою поверхнею ексцентрикового вала. Цей зазор мало залежить від величини тиску, але суттєво залежить від частоти обертання приводного вала.

В третьому розділі викладені результати розробки математичної моделі, яка містить в собі рівняння геометричних, кінематичних і силових параметрів, а також функціональні обмеження і критерії оптимальності. Модель представлена у вигляді зручному для багатоетапного рішення на ЕОМ поставленої наукової проблеми.

Аналіз гідродинамічних процесів, які відбуваються при роботі РПН, показує, що об'ємні та механічні витрати в основних його вузлах (гідростатичних підп'ятниках поршневих пар, у вузлах поршень-циліндр, в опорних сферичних вузлах поршнів) визначаються як загальними, так і відмінними за своєю фізичною природою параметрами. Тому доцільно кожний вид витрат в кожному вузлі насоса розглядати як окремий критерій якості, що дозволить при розробці та дослідженні одержати більш повне уявлення про його можливості. Крім цього це дає можливість урахувати в моделі значущі фактори.

Математична модель вузла підп'ятник-ексцентрик вала представлена рівнянням середнього витоку за цикл

$$Q_{cn} = \frac{mi}{2} \left\{ \frac{P_0 h^3}{12 \mu_c p (1-\beta)} (\lambda + \beta) (\alpha^3 + 1) + \frac{2P_0 h^3}{3 \mu_c p (\lambda - \beta) (\alpha - 1)} * \left[ \frac{\sigma_1^4 - \sigma_2^4}{8} + \frac{1}{(1-\beta)(\alpha-1)} \left( \frac{1}{5} (\sigma_1^5 - \alpha^5) - \frac{\alpha}{4} (\sigma_1^4 - \alpha^4) + \frac{1}{4} (1 - \sigma_2^4) - \frac{1}{5} (1 - \sigma_2^5) \right) \right] \right\} * 6.10^{-2} \text{ л/хв.}, \quad (4)$$

і рівнянням гідромеханічних втрат потужності

$$W_{cn} = \left[ \frac{V_3 l^2 \mu_c p mi}{h_2 (a-1)} \left( \lambda \ln \alpha + \beta \ln \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right) + \frac{1}{2} \frac{P_0 V_3 h_2 (\alpha - 1) mi}{4l} \left( \pi d_n^2 - 2\beta 2l^2 \right) \right] * 9.8.10^{-2} \text{ Вт}, \quad (5)$$

де мінімальний зазор між поверхнями підп'ятника

$$h_2 = \sqrt{\frac{4V_3 l^3 \mu_c p \zeta_m}{P_0 (\pi d_n^2 - 4l^2 \zeta_{cm})}}. \quad (6)$$

Тут  $P_0$ - тиск нагнітання;  $d_n$ - діаметр поршня;  $\alpha$ - відношення максимального зазору  $h_1$  до мінімального зазору  $h_2$  між підп'ятником та

ексцентриком вала насоса;  $\mu_{cp}$  - середня динамічна в'язкість в зазорі підп'ятника, який відрізняється від входної в зв'язку з нагріванням РР в зазорі;  $\lambda=b/l$  - відношення ( $b$  - довжина підп'ятника,  $l$  - ширина підп'ятника по дузі кола ексцентрика вала насоса;

$$\sigma_1 = \alpha - \frac{(\alpha - 1)(1 - \beta)}{2}, \quad \sigma_2 = \alpha - \frac{(\alpha - 1)(1 + \beta)}{2}$$

$\beta=d/l$  - відносний розмір підп'ятника ( $d$  - розмір квадратного вирізу по площі каналу всмоктування);  $V_3=\pi nR_3/30$  - середня швидкість точок поверхні ексцентрика (з радіусом  $R_3$ ) вала за оберт;  $\zeta_n$  - максимальне значення коефіцієнта несучої здатності масляного клина підп'ятника;  $\zeta_m$  - коефіцієнт статичної важкопід'ємності підп'ятника поршневої пари.

Математична модель вузла поршень-циліндр представлена рівнянням об'ємних витоків за цикл

$$Q_n = \frac{\pi d_n^4 t_{2r} m i}{4} \left( \frac{P_0 t_{2r}^2}{24 \mu \sqrt{t_3 (t_3 + 2e)}} + \frac{en}{15} \right) 6 \cdot 10^{-2} \text{ л/хв.}, \quad (7)$$

де  $l_3$  - довжина закладення поршня у циліндрі;  $e=2q_T/\pi d_n^2 m i$  - ексцентриситет;  $V_n=en/30$  - швидкість циліндра;  $t_{2r}$  - діаметральний зазор між поршнем та циліндром;

і виразом гідромеханічних втрат

$$W_n = m i \frac{\pi d_n \mu e^2 \omega^2}{t_{2r}} \left[ \left( 1 + \frac{e^2}{4R_3^2} \right) (l_3 + e) + \frac{e^2}{2R_3} \right] 9,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт.} \quad (8)$$

Математична модель опорного вузла поршня визначається гідромеханічними втратами за цикл

$$W_T = P_0 f (1 - k_p) \frac{\pi d_n^2 r \omega e m i}{8 (R_u + e)} 9,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт,} \quad (9)$$

де  $K_p$  - коефіцієнт розвантаження;  $f$  - коефіцієнт тертя;  $r$  - радіус сфери головки поршня.

Об'ємні втрати малі, в зв'язку з великою ущільнювальною поверхнею, і в порівнянні з втратами в інших вузлах не враховуються.

Функціональні обмеження, критерії оптимальності та псевдокритерії містять наступне:

відстань  $R_u$  між віссю обертання вала насоса і віссю гойдання поршневої пари

$$R_u = R_T \alpha \delta + \sqrt{r^2 - (R_T \sin \delta - C_T)^2}, \quad (10)$$

де  $R_1$  - внутрішній радіус насоса,  $C_1$  - товщина стінки циліндричної частини сферичного під'ятника поршня,  $\delta$  - кут, який обмежує розмір під'ятника поршня;

обмеження на максимальний кут гойдання,

$$R_2 + 3e + l_3 + C_2 - R_1 \cos \delta + \frac{eR_1 \sin \delta}{R_1 \cos \delta + \sqrt{r^2 - (R_1 \sin \delta - C_1)^2}} \leq 0 \quad (11)$$

де  $C_2$  - сумарна товщина буртика нижньої частини циліндра і зазора між донцем циліндра та торцем поршня у кінці робочого ходу;

зовнішній діаметр циліндру,

$$d_u \geq \kappa_u d_n, \quad (12)$$

$\kappa_u = \frac{1}{\sqrt{1 - 2P_0/\sigma_u}}$  - міцностний коефіцієнт,  $\sigma_u$  - припустима напруга на розтягання матеріалу циліндра; завдану теоретичну подачу,

$$Q_T = \frac{\pi d_n^2 e n m i}{2} 10^{-3} \text{ л/хв.}; \quad (13)$$

діаметр каналу всмоктування дв,

$$d_B \geq 0,46 \sqrt{\frac{Q_T}{m i V_B}}, \text{ см}; \quad (14)$$

діаметр каналу нагнітання,

$$d_H \geq 0,46 \sqrt{\frac{Q_T}{m i V_H}}, \text{ см}; \quad (15)$$

умова розміщення під'ятників поршневих пар на боковій поверхні ексцентрика

$$\beta \left( \kappa_u d_n - \frac{d_B \sqrt{\pi}}{2\beta} + a_1 \right) - 2\beta R \arcsin \frac{R_u \sin \frac{\pi}{m}}{\sqrt{R_u^2 + l^2 - 2lR_u \cos \frac{\pi}{m}}} + d_B \frac{\sqrt{\pi}}{2} \leq 0; \quad (16)$$

де  $a_1$  - мінімально припустима відстань між під'ятниками при гойданні поршневих пар.

Якість РПН можна оцінити цілою низкою критеріїв, що відображають різні характеристики його функціонування. За критерій  $F_1$  приймаємо об'ємні витоки в під'ятниках поршневих пар насоса, тобто

$$F_1 = Q_{cn}, \text{ л/хв}, \quad (17)$$

котрі бажано зменшити. Об'ємні витоки в поршневих парах приймаємо за критерій

$$F_2 = Q_n, \text{ л/хв}, \quad (18)$$

котрі бажано мінімізувати. Так як досліджуваний насос має високий номінальний тиск 50МПа, то необхідно враховувати стисливість РР. Умовні витоки від стисливості рідини, яка надходить від насоса в гідросистему, визначаються по рівнянню

$$Q_{c ж} = 0,5 P_0 \frac{(q_T + q_{BP})}{E} \frac{n}{10^3}, \quad (19)$$

де  $E$  - модуль пружності рідини;  $q_T$  - теоретичний робочий об'єм рідини;  $q_{BP}$  - шкідливий об'єм що займає рідина, який визначається виразом

$$q_{BP} = \left[ \frac{\pi d_H^2}{4} (l_3 + 4l + 2r) \frac{\pi d_n^2}{4} C_4 + \frac{\pi d_B^2}{4} C_3 \right] \text{ м}^3, \quad (20)$$

де  $C_3, C_4$  - конструктивні константи.

За критерій  $F_3$  прийнято умовні витоки від стисливості

$$F_3 = Q_{c ж}, \text{ л/хв}, \quad (21)$$

котрі слід зменшити.

За критерії  $F_4$ - $F_6$  узяті гідромеханічні витрати у трьох вузлах насоса: в підп'ятниках поршневих пар

$$F_4 = W_{cn} \text{ Вт}, \quad (22)$$

в поршневих парах

$$F_5 = W_n, \text{ Вт}, \quad (23)$$

в сферичному опорному вузлі поршня

$$F_6 = W_\Gamma, \text{ Вт}. \quad (24)$$

Гідростатодинамічний підп'ятник поршневої пари є дуже відповідальним вузлом насоса і окрім енергетичних параметрів (об'ємних та механічних втрат) його функціонування характеризується величиною мінімального зазору  $h_2$ . На величину  $h_2$  в моделі слід ввести обмеження (мінімально та максимально припустимі значення) і розглядати як псевдокритерій

$$F_7 = h_2 \quad (25)$$

в інтервалі обмежень з метою контролю за процедурою оптимізації.

Хоча наукова проблема, яка вирішується в цій роботі пов'язана з підвищенням енергетичних характеристик, це не повинно досягатися за рахунок суттєвого збільшення радіального габариту насоса. З цією метою виникає необхідність ввести в модель критерій, величина якого дорівнює радіальному габариту

$$F_8 = \Gamma = R_{ц} + \sqrt{r^2 - 0,002d_H} + 0,45d_H. \quad (26)$$

Кожний із критеріїв  $F_1$ - $F_6$  відображає енергетичні показники конкретного вузла насоса, ступінь його досконалості з цієї точки зору.

Зменшення втрат в вузлах, що розглядаються підвищує об'ємний  $\eta_q$  та повний  $\eta_{\text{п}}$  ККД насоса. Власне ці параметри можна вимірювати на реальному об'єкті. Тому в моделі передбачені критерії

$$F_9 = \eta_q = 1 - \frac{Q_{\text{сн}} + Q_n + Q_{\text{с ж}}}{Q_T} \quad (27)$$

і

$$F_{10} = \eta_n = \frac{[Q_T - (Q_{\text{сн}} + Q_{\text{сн}} + Q_{\text{с ж}})] P_0}{Q_T P_0 + (W_{\text{с м}} + W_n + W_T) 0,612 \eta_{\text{мс}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{пу}}} \quad (28)$$

де  $\eta_{\text{мс}}$ ,  $\eta_{\text{б}}$  і  $\eta_{\text{пу}}$  відповідно величини, що знижують загальний ККД насоса за рахунок втрат в місцевих опорах, барботажа РР в корпусі насоса, втрат в підшипниках та ущільненнях вала насоса.

**Четвертий розділ** вміщує результати поетапного підходу до багатокритеріальної оптимізації параметрів основних вузлів насоса і насоса в цілому по багатьом енергетичним критеріям.

Обраний метод дослідження простору параметрів і, побудована на його основі діалогова система багатокритеріальної оптимізації ОРТ, створили можливість поетапного рішення поставленої проблеми. Виконані дослідження на першому етапі дозволили уточнити розроблену математичну модель в частині впливу термічного ефекту і стиску РР в зазорі вузла поршневої пари, умовних витоків від стисливості РР, втрат на барботажи, в місцевих опорах, в підшипниках і ущільненнях вала насоса з метою досягнення адекватності моделі реальному об'єкту.

Одержана на другому етапі з 200 пробних точок таблиця досліджень (39 парето-оптимальних рішень), визначила вибір найкращих рішень і визначила подальші дослідження - кореляційний аналіз критеріїв і основних конструктивних параметрів. В табл.1 представлені коефіцієнти кореляції, одержані при обробці на ЕОМ значень критеріїв по 39 розв'язанням.

Таблиця 1

Критерії	Коефіцієнти кореляції					
	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>
F <sub>2</sub>	0,519	---	---	---	---	---
F <sub>3</sub>	0,1	-0,08	---	---	---	---
F <sub>4</sub>	0,899	0,837	0,091	---	---	---
F <sub>5</sub>	-0,509	-0,979	0,107	-0,824	---	---
F <sub>6</sub>	0,466	0,917	0,02	0,769	-0,909	---
F <sub>8</sub>	0,129	0,228	0,123	0,192	-0,203	-0,178

З табл.1 видно, що найбільш тісний зв'язок мається між критеріями  $F_2$  і  $F_5$  що дорівнює  $-0,979$ , а слабкий зв'язок між критеріями  $F_3$  і  $F_6$  -  $0,02$ . На рис.2 і 3 приведені графіки кореляційного зв'язку між парами критеріїв (відповідно  $F_2, F_5$  і  $F_3, F_6$ ) у вигляді проєкцій можливих розв'язань на площість, утворену парами цих критеріїв. Якщо для критеріїв  $F_2$  і  $F_5$  лінійний зв'язок вимальовується чітко (див. рис.2), то для критеріїв  $F_3$  і  $F_6$  він практично відсутній (див. рис.3) і точки розподілені по всій площині.

Таким чином, дослідження кореляційного зв'язку між парами критеріїв дає збільшену оцінку взаємозв'язку процесів у вузлах насоса і полегшує пошук оптимальних параметрів. При цьому з'являється можливість мінімізувати втрати в одному вузлі, не погіршуючи енергетичні характеристики другого вузла. Ефективним виявився пошук коефіцієнтів кореляції між критеріями і основними конструктивними параметрами. Це видно з даних табл.2, в якій приведені коефіцієнти кореляції між критеріями  $F_1$ - $F_4$  і варіюваними параметрами  $X_1, X_3$ - $X_5, X_7$ . Аналіз табл.2 показує, що між критерієм  $F_1$  (об'ємні витоки у вузлі під'ятник-ексцентрик, складають від 60 до 75% загальних об'ємних втрат) і параметрами  $X_5=R_{\text{Э}}$  (радіус ексцентрика) існує тісний кореляційний зв'язок (коефіцієнт кореляції дорівнює  $0,968$ ). З рештою критеріями параметр  $R_{\text{Э}}$  має слабу кореляцію. Зменшення  $R_{\text{Э}}$  з  $2,5$  до  $2,22$  см знизило об'ємні витоки у вузлі під'ятник-ексцентрик з  $2,369$  до  $1,982$  л/хв.

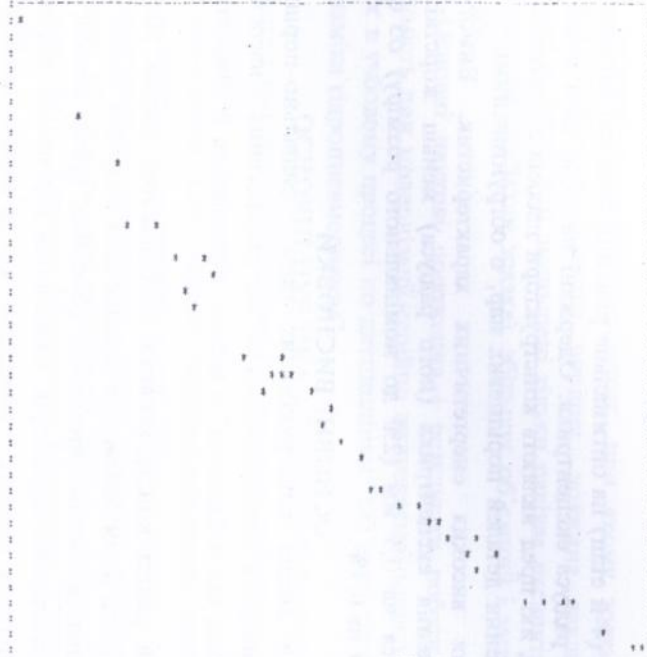
Виповнені дослідження на третьому етапі, пов'язані з діалоговою процедурою локальної оптимізації дозволили запропонувати оптимальне рішення, при якому зостаються незмінними основні конструктивні параметри (діаметр поршня, довжина закладення поршня в циліндрі та ін.), а зменшується тільки радіус ексцентрика до  $2,22$  см. Таке рішення припустиме при модернізації і проектуванні насоса. При цьому об'ємний і повний ККД насоса зростає на  $0,8\%$ .

Таблиця 2

Критерії	Параметри				
	$X_1=d_{\text{п}}$	$X_3=R_1$	$X_4=\delta$	$X_5=R_{\text{Э}}$	$X_7=l_3$
$F_1$	0,517	-0,1	0,12	0,968	0,358
$F_2$	0,999	-0,267	0,199	0,29	0,67
$F_3$	0,07	-0,137	-0,03	0,078	0,618
$F_4$	0,837	-0,21	0,179	0,763	0,564

Коефіцієнт кореляції критеріїв 3 і 6=0,0195

Коефіцієнт кореляції критеріїв 2 і 5=0,9795



границі зміни значень критеріїв

границі зміни значень критеріїв

$F_3$  0,206 0,213

$F_2$  0,367 0,426

$F_5$  19,239 25,806

$F_5$  6,340 14,312

Рис.3

Рис.2

Оцінено вплив (4-й етап) на оптимальне рішення точності виготовлення поршневої пари і радіуса ексцентрика. Одержані на ЕОМ дані показують, що високі вимоги, які пред'являють конструктори насосів до технологічної точності виготовлення деталей поршневих пар, є обґрунтованими з точки зору забезпечення високих енергетичних характеристик. Вимоги до точності виготовлення ексцентрика (його радіуса) менш жорсткі: при зменшенні радіуса на 0,5 мм (2% до номінального розміру) об'ємний ККД збільшується на 0,1%.

### ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз конструктивних схем радіально-поршневих насосів дозволив вибрати перспективний об'єкт дослідження - насоси мод. 50НР по схемі "вісь, що гоїдається" з метою підвищення їх енергетичних характеристик.

2. Виповнений аналіз конструктивних особливостей насоса 50НР/32, кінематики його вузла який гоїдається забезпечили розробку більш точної математичної моделі в частині: виділення основних вузлів насоса; увода необхідних конструктивних параметрів; визначення варіюваних параметрів; увода низки необхідних рівнянь і обмежень, які зв'язують геометричні і кінематичні параметри.

3. Проведений аналіз результатів експериментальних досліджень сприяв уводу в математичну модель більш вирогідних чисельних даних (середнього значення тиску нагнітання, коефіцієнта подачі, загального ККД, зазорів в парах тертя та інш.), направлених на: підвищення адекватності моделі реальному об'єкту; ціленаправлений внесок відповідної корекції як чисельних даних, так і рівнянь; оцінку точності моделювання енергетичних характеристик; формулювання більш вирогідних практичних рекомендацій по підвищенню енергетичних характеристик при модернізації насоса 50НР/32.

4. Запропанована математична модель радіально-поршневого насоса 50НР/32, яка містить рівняння геометричних, кінематичних і силових параметрів, функціональні обмеження і критерії оптимальності може бути витримана для інших типів насосів.

5. Розроблена методика поетапного рішення поставленої проблеми з урахуванням кореляційного аналізу між критеріями і варіюємими параметрами, дозволяє ефективно виконувати весь цикл досліджень від розробки математичної моделі, перевірки її адекватності реальному об'єкту, локальної оптимізації і до формулювання практичних рекомендацій для модернізації насоса 50НР/32.

6. Знайдене оптимальне рішення, при якому зостаються незмінними основні параметри (діаметр поршня, довжина закладення поршня у циліндрі та інш.) при зменшенні тільки радіуса ексцентрика (в порівнянні зі значенням серійного зразка), збільшує об'ємний і загальний ККД насоса на 0,8%.

7. Основні наукові положення і результати роботи мають практичну значимість при модернізації серійно випускаємої моделі насоса 50НР/32, а також в учбовому процесі по дисциплінам "Об'ємні гідропневмомашини" і "Динаміка гідропневмосистем".

### ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

Зміст дисертації відображено у 8 наукових роботах, 6 з котрих приведені в авторефераті.

1. Аль-Сутари А.М. Анализ гидромеханических процессов в опорном узле поршня радиально-поршневого насоса мод.50НР/32. - Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Материалы международной научно-технической конференции. 14-15 мая 1997г. -Харьков, Мишкольц, Магдебург, ХГПУ, МУ, МТУ, 1997. с.202-204.

2. Гладкий П.М., Аль- Сутари А.М. Аналитическое исследование кинематики качающегося узла радиально-поршневого насоса. -Харьков, ХГПУ, Укр. ИНТЭИ, 1996.-14с.

3. Гладкий П.М., Аль- Сутари А.М. Динамический анализ качающегося узла радиально-поршневого насоса.-Харьков,ХГПУ,Укр.ИНТЭИ, 1996.-14с.

4. Гладкий П.М., Жерняк А.И., Лурье З.Я., Аль-Сутари А.М. Математическая модель объемных утечек и гидромеханических потерь узла подпятник-эксцентрик вала радиально-поршневого насоса 50НР/32. - Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Материалы международной научно-технической конференции. 14-15 мая 1997г. - Харьков, Мишкольц, Магдебург, ХГПУ, МУ, МТУ, 1997. с.232-234.

5. Жерняк А.И., Лурье З.Я., Гладкий П.М., Аль-Сутари А.М. Совершенствование конструктивной схемы гидростатодинамической опоры скольжения насоса 50НР/32. - Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Материалы международной научно-технической конференции. 14-15 мая 1997г. - Харьков, Мишкольц, Магдебург, ХГПУ, МУ, МТУ, 1997. с.255-257.

6. Лурье З.Я., Гладкий П.М., Жерняк А.И., Аль-Сутари А.М. Оптимизация параметров радиально-поршневого насоса по энергетическим критериям. - Информационные технологии: наука, техника, технология,

образование, здоровье. Материалы международной научно-технической конференции. 14-15 мая 1997г. -Харьков, Мишкольц, Магдебург, ХГПУ, МУ, МТУ, 1997. с.319-321.

**Особистий внесок автора:** основні результати дисертації представлені автором в роботі [1], в інших роботах в співавторстві. В роботі [2,3] досліджена кінематика і динаміка вузла, що гойдається радіально-поршневого насоса 50НР. В роботах [1,3,6] на основі вибору об'єкта дослідження і дослідження його кінематики і динаміки розроблена математична модель насоса, і викладені результати оптимізації його параметрів по енергетичним критеріям, одержані на основі запропонованих методики кореляційного аналізу і методики поетапної багатокритеріальної оптимізації. В роботі [5] розглянуті питання удосконалення гідростатодинамічної опори циліндру насоса з точки зору її сталості, зниження об'ємних втрат і впливу гідродинамічного ефекту на величину масляного клина в місці контакту опори з шийкою ексцентрикового вала.

#### АНОТАЦІЯ

Адель Махмуд Мухамед Сутарі. Підвищення енергетичних характеристик радіально-поршневого насоса шляхом оптимізації параметрів.

Дисертація на здобуття ученого ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.04.13 - Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати. Харківський державний політехнічний університет. м.Харків, 1997.

Робота має аналіз розвитку і виробництва РПН у світі, вибір і опис об'єкта дослідження, розробку математичної моделі.

В дисертації викладені результати досліджень по підвищенню енергетичних характеристик насоса мод.50НР/32 на основі рішення наукової проблеми - багатокритеріальної оптимізації параметрів основних вузлів насоса і насоса в цілому по енергетичним критеріям. Сформульовані практичні рекомендації, які можна використати при модернізації серійно випускаємої моделі насоса 50НР/32, а також в учбовому процесі по дисциплінам "Об'ємні гідромашини" і "Динаміка гідропневмосистем".

**Ключові слова:** радіально-поршневий насос (РПН), поршень-циліндр, Ексцентриковий вал, математична модель, багатокритеріальна оптимізація, метод дослідження простору параметрів, діалогова система багатокритеріальної оптимізації (OPT).

#### ABSTRAKT

Adel M.M. Sotari Increase of the power characteristics radil-plungers of the pump by optimization of parameters. Thesis for a scientific degree of the

candidate of technical sciences on speciality 05.04.13 - Hydraulic machines and hydro-pneumatic units. Kharkov state politechnical university. Kharkov, 1997.

The work contains the analysis of development and production РПН in world, choice and description of object of research, development of mathematical model.

In dissertation results of researches on increase of the power characteristics of the pump mod.50HP/32 on the basis of decision of a scientific problem multy criterials of optimization of parameters of main units of the pump and pump as a whole on power criteria are stated. The practical recommendations are formulated, which is possible to use at modernization serially of produced model of the pump 50HP/32, but also in educational process on disciplines "Volumetric hydromachines " and " Dynamics hydro-pneumatic systems".

#### АННОТАЦИЯ

Адель Махмуд Мухамед Сутари. Повышение энергетических характеристик радиально-поршневого насоса путем оптимизации параметров. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.13 - Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. Харьковский государственный политехнический университет. Харьков, 1997.

Работа содержит анализ развития и производства РПН в мире, выбор и описание объекта исследования, разработку математической модели.

В диссертации изложены результаты исследований по повышению энергетических характеристик насоса мод.50HP/32 на основе решения научной проблемы- многокритериальной оптимизации параметров основных узлов насоса и насоса в целом по энергетическим критериям. Сформулированы практические рекомендации, которые можно использовать при модернизации серийно выпускаемой модели насоса 50HP/32, а также в учебном процессе по дисциплинам "Объемные гидромашины" и "Динамика гидропневмосистем".

**Ключевые слова:** радиально-поршневой насос (РПН), поршень-цилиндр, Эксцентриковый вал, математическая модель, многокритериальная оптимизация, метод исследования пространства параметров, диалоговая система многокритериальной оптимизации (ОРТ).

Принято к печати 24.10.97. Формат 60x84 1/16

Тираж 100 экз. Заказ №837

Отпечатано на дубликаторе "Seiki" ФО "КиПи" С/П "Принт"

310022, г. Харьков, Госпром, б под. 7 этаж, офис 643.

AB 38.712

**AB 38.712**