
SWorld

Germany



Kuzmin O.V., Romanyuk O.N., Minieiev S.P., Zhuravskaya N.Y., Romanchuk L.A. et al.

**INTELLEKTUELLES KAPITAL - DIE GRUNDLAGE
FÜR INNOVATIVE ENTWICKLUNG**

**INNOVATIVE TECHNOLOGIE, INFORMATIK, SICHERHEITSSYSTEME,
VERKEHRSENTWICKLUNG, PHYSIK UND MATHEMATIK, LANDWIRTSCHAFT**

***INTELLECTUAL CAPITAL IS THE FOUNDATION OF
INNOVATIVE DEVELOPMENT***

**INNOVATIVE TECHNOLOGY, COMPUTER SCIENCE, SECURITY SYSTEMS, TRANSPORT
DEVELOPMENT, PHYSICS AND MATHEMATICS, AGRICULTURE**

Monographic series «European Science»

Book 28. Part 3.

In internationalen wissenschaftlich-geometrischen Datenbanken enthalten

Included in International scientometric databases

MONOGRAPHIE

MONOGRAPH

ScientificWorld-Net Akhat AV

Karlsruhe 2024

Authors:

Rumyantsev V.R. (1), Savinov V.P. (1), Melyantsov P.T. (2), Borovko S.S. (3), Samilenko M.M. (3), Omelchenko M.S. (3), Kuzmin O.V. (3), Niemirich O.V. (3), Lytovchenko O.M. (3), Matiushenko R.V. (3), Mykhailov B.V. (3), Melnykova N. (4), Paterega I. (4), Korobeinikova T.I. (5), Romanyuk O.N. (6), Titova N.V. (6), Romanyuk S.O. (6), Korobeinikova T. (6), Chekhmestruk R.Y. (6), Stakhov O.Y. (6), Minieiev S.P. (7), Nazarov O.Y. (7), Kostrytsia A.O. (7), Zhuravska N.Y. (8), Romanchuk L.A. (9, 10), Mormul M.F. (9, 10), Shchytov D.M. (9, 10), Shchytov O.M. (9, 10), Pysarenko A.M. (11), Riapolova I.O. (12), Kushnerenko V.G. (12)

Reviewers:

Bilodidenko Serhii Valentinovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, Ukrainian State University of Science and Technologies (2)
Dudarev Igor Mykolaiovych, Professor, Doctor of Engineering Sciences, Lutsk National Technical University (3)
Shevelyova Alla Yevgenivna, Professor, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Oles Honchar Dnipro National University (9)
Sokhatsky Anatoliy Valentinovych, Professor, Doctor of Technical Sciences, University of Customs and Finance (9)
Shevelyova Alla Yevgenivna, Professor, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Oles Honchar Dnipro National University (10)
Sokhatsky Anatoliy Valentinovych, Professor, Doctor of Technical Sciences, University of Customs and Finance (10)
Gokhman A., Professor, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, South Ukrainian National Pedagogical University named after K.D. Ushynsky (11)
Goczul'skij V. V., Professor, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Odessa I.I. Mechnikov National University (11)

Intellektuelles Kapital - die Grundlage für innovative Entwicklung:
Innovative Technologie, Informatik, Sicherheitssysteme,
Verkehrsentwicklung, Physik und Mathematik, Landwirtschaft.
Monografische Reihe «Europäische Wissenschaft». Buch 28. Teil 3. 2024.

Intellectual capital is the foundation of innovative development:
Innovative technology, Computer science, Security systems, Transport
development, Physics and mathematics, Agriculture. Monographic
series «European Science». Book 28. Part 3. 2024.

ISBN 978-3-98924-043-8

Published by:

ScientificWorld-NetAkhatAV

Lußstr. 13

76227 Karlsruhe, Germany

e-mail: editor@promonograph.org

site: <https://desymp.promonograph.org>

Copyright © Authors, 2024

Copyright © Drawing up & Design. ScientificWorld-NetAkhatAV, 2024



ÜBER DIE AUTOREN / ABOUT THE AUTHORS

1. *Rumyantsev Vladislav Rostislavovich*, Candidate of Technical Sciences, associate professor, Zaporizhzhya National University - *Chapter 1 (co-authored)*
2. *Savinov Viacheslav Petrovich*, graduate student, Zaporizhzhya National University - *Chapter 1 (co-authored)*
3. *Melyantsov Petro Timofiyovych*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Dnipro State Agrarian and Economic University - *Chapter 2*
4. *Borovko Sofiia Svyatoslavivna*, student, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
5. *Samilenko Mariia Mykolaivna*, student, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
6. *Omelchenko Mariia Serhiivna*, student, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
7. *Kuzmin Oleh Volodymyrovych*, Doctor of Technical Sciences, Professor, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
8. *Niemirich Oleksandra Volodymyrivna*, Doctor of Technical Sciences, Professor, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
9. *Lytovchenko Oleksandr Mykhailovych*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Horticulture NAAS of Ukraine - *Chapter 3 (co-authored)*
10. *Matiushenko Raisa Vasylivna*, Senior Lecturer, National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
11. *Mykhailov Bohdan Volodymyrovych*, Senior Lecturer, Institute of Postgraduate Education of the National University of Food Technologies - *Chapter 3 (co-authored)*
12. *Melnykova Nataliia*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Lviv Polytechnic National University - *Chapter 4 (co-authored)*
13. *Paterega Iurii*, graduate student, Lviv Polytechnic National University - *Chapter 4 (co-authored)*
14. *Korobeinikova Tetiana Ivanivna*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Lviv National Technical University - *Chapter 5*
15. *Romanyuk Oleksandr Nykyforovych*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University - *Chapter 6 (co-authored)*
16. *Titova Nataliia Volodymyrivna*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa Polytechnic National University - *Chapter 6 (co-authored)*
17. *Romanyuk Serhii Oleksandrovyh*, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Odessa Polytechnic National University - *Chapter 6 (co-authored)*



18. *Korobeinikova T.*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Lviv Polytechnic National University - *Chapter 6 (co-authored)*
19. *Chekhmestruk Roman Yuriyovych*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Vinnytsia National Technical University - *Chapter 6 (co-authored)*
20. *Stakhov Oleksii Yaroslavovych*, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Vinnytsia National Technical University - *Chapter 6 (co-authored)*
21. *Minieiev Serhii Pavlovych*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine - *Chapter 7 (co-authored)*
22. *Nazarov Oleksandr Yevheniiovych*, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine - *Chapter 7 (co-authored)*
23. *Kostrytzia Andrii Oleksiiovych*, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine - *Chapter 7 (co-authored)*
24. *Zhuravska Nataliia Yevgenivna*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture - *Chapter 8*
25. *Romanchuk Lyubov Anatolyivna*, Candidate of Philological Sciences, Oles Honchar Dnipro National University - *Chapter 9 (co-authored), Chapter 10 (co-authored)*
26. *Mormul Mykola Fedorovych*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, University of Customs and Finance - *Chapter 9 (co-authored), Chapter 10 (co-authored)*
27. *Shchytyov Dmytro Mykolayovych*, Candidate of Economic Sciences, Dnipro Faculty of Management and Business of Kyiv University of Culture - *Chapter 9 (co-authored), Chapter 10 (co-authored)*
28. *Shchytyov Olexandr Mykolayovych*, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, EC-Lyceum No. 100 - *Chapter 9 (co-authored), Chapter 10 (co-authored)*
29. *Pysarenko Alexander Mykolayovich*, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture - *Chapter 11*
30. *Riapolova I.O.*, Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor, Kherson State agrarian and economic University - *Chapter 12 (co-authored)*
31. *Kushnerenko V.G.*, Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor, Kherson State agrarian and economic University - *Chapter 12 (co-authored)*



Inhalt / Content

CHAPTER 1

IMPROVEMENT OF HEAT ENGINE FUEL COMBUSTION PROCESSES DUE TO MAGNETIC TREATMENT OF HYDROCARBONS FUEL

Introduction	8
1.1. Existing methods of improving the combustion of hydrocarbon fuel. Methods of improving the physical and chemical properties of hydrocarbon fuels	9
1.2. Effect of permanent magnetic field on hydrocarbon fuel	14
1.3. Magnetic effects on the characteristics of hydrocarbon fuel	15
1.4. Justification of the use of a permanent magnetic field to increase the efficiency of heat engines.....	18
1.5. Study of operational characteristics of heat engines under magnetic influence on hydrocarbon fuel	19
1.6. Results of experimental studies.....	22
Conclusions	26

CHAPTER 2

ANALYTICAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF TOTAL VOLUME LOSSES OF THE WORKING FLUID ON THE PERFORMANCE OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE TRANSMISSION OF A MOBILE MACHINE

Introduction	27
2.1. Analysis of studies on volumetric losses in axial-plunger hydraulic machines.....	28
2.2. Study of the influence of the total volumetric losses of the working fluid on the performance of the hydraulic drive	31
Conclusions	43

CHAPTER 3

PROPER STORAGE PRACTICES FOR FOOD AND NON-FOOD ITEMS IN RESTAURANTS: ADHERING TO HACCP PRINCIPLES

Introduction	44
3.1. Storage of raw materials and ingredients.....	48
3.2. Storage of frozen products	51
3.3. Storage of chilled products.....	52
3.4. Storage of finished products.....	52
Conclusions	53

**KAPITEL 2 / CHAPTER 2²****ANALYTICAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF TOTAL VOLUME LOSSES OF THE WORKING FLUID ON THE PERFORMANCE OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE TRANSMISSION OF A MOBILE MACHINE****DOI: 10.30890/2709-2313.2024-28-00-014****Вступ.**

В наш час парк дорожньо-будівельної та сільськогосподарської техніки представляють мобільні машини, як вітчизняного так і закордонного виробництва, які оснащені гідравлічним приводом трансмісії. До основних агрегатів гідравлічної трансмісії, які передбачаються конструкцією, належать аксіально-поршневі регульовані гідронасоси серії (PVS, PVH), з робочим об'ємом 33...112 см³ та не регульовані гідромотори серії (MFS, MFH), з відповідним до насосів робочим об'ємом [1].

Конструктивна реалізація гідравлічної трансмісії в мобільних машинах такого класу обумовлена рядом переваг в порівнянні з механічними трансмісіями і постійно її складові конструктивно удосконалюються з метою покращення не тільки вихідних параметрів трансмісії, а також і їх експлуатаційної надійності [2, 3].

Разом з тим, аналіз надійності гідравлічних трансмісій вказує на те, що в умовах експлуатації на складові гідравлічної трансмісії припадає до 30 % відмов від загальної кількості відмов мобільної машини [4]. Автори відмічають, що до основних причин втрати працездатності аксіально-поршневих гідромашин слід віднести зношення деталей спряжень їх качаючих вузлів: «розподільник-приставне дно», «плунжер-втулка блоку», «п'ята плунжера-опора люльки гідронасоса», «п'ята плунжера-похила шайба гідромотора».

Вихід з ладу гідравлічної трансмісії як правило супроводжується значними втратами часу в зв'язку з простоюванням мобільної машини в очікуванні

²*Authors: Melyantsov Petro Timofiyovych*



усунення несправності. При цьому, трудомісткість відновлювальних операцій в значній мірі буде обумовлюватися ремонтною технологічністю деталей та вузлів аксіально-поршневих гідромашин, технічною підготовкою виробничого підрозділу, який спеціалізується по ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій, а також прийнятими технологічними процесами для ремонту та відновлення їх деталей.

Детальний аналіз технологічних процесів показав, що технічний стан деталей качаючих вузлів гідромашин визначається на якісному рівні і характеризується суб'єктивною оцінкою слюсаря, в зв'язку з відсутністю обґрунтованих структурних параметрів контролю технічного стану деталей для умов технічного сервісу. В деякій мірі це пояснюється не достатнім об'ємом досліджень функціональних залежностей між зміною структурних параметрів деталей качаючих вузлів гідромашин, обумовлених їх зношенням та об'ємними втратами робочої рідини в контексті вихідних параметрів гідроагрегатів, які характеризують працездатний стан гідравлічної трансмісії.

В зв'язку з цим **метою досліджень** являється – аналітично дослідити вплив сумарних об'ємних втрат, які формуються в результаті зношення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність.

Основні задачі досліджень:

- провести аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах;
- аналітично дослідити вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на працездатність гідроприводу трансмісії.

2.1. Аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах

Відомо, що об'ємні втрати рідини в насосі погіршують характеристику



подачі насоса, зменшують чутливість насоса і приводу до керуючого впливу: для компенсації об'ємних втрат потрібне переміщення органу регулювання на більший кут [5]. Це відповідає збільшенню помилки приводу, збільшує час, необхідний для створення насосом необхідного тиску; при цьому, у насоса існує зона нечутливості, яка впливає на зону нечутливості приводу в цілому, погіршуючи його точності характеристики. Дослідження об'ємних втрат аксіально-поршневих насосів є передумовою до поліпшення статичних і динамічних характеристик як насосів, так і приводів, в яких вони застосовуються.

Ці втрати в аксіально-поршневих насосах виникають через витоки робочої рідини з робочої порожнини в неробочу (перетікання) або в корпус насоса, а також із-за втрат при заповненні робочих камер насоса [5]. Кількісно витоки залежать від зазорів, в яких виникає перепад тисків, і від числа цих місць в конструкції аксіально-поршневих насосів.

Більшість аксіально-поршневих насосів (з похилим блоком) змінної продуктивності, які застосовуються в гідростатичних приводах (ГП), мають три місця виникнення витоків робочої рідини [6]. Даний факт є наслідком конструктивних особливостей застосовуваних в (ГП) аксіально-поршневих насосів, і дозволяє отримати насоси з малими об'ємними втратами подачі до 2 %. Місця виникнення витоків робочої рідини в насосах цього типу такі: «розподільник-блок циліндрів», «приставне дно-блок циліндрів», «поршень-блок циліндрів».

Інша картина спостерігається в аксіально-плунжерних насосах. Там у найбільш поширених конструкціях місць витоків чотири - п'ять [6], тобто за об'ємними витоками вони уступають відомим конструкціям аксіально-поршневих насосів, з похилим блоком, найбільш поширених в (ГП) в даний час.

Відомі роботи, в яких автори «оптимізували» конструкції аксіально-поршневих і аксіально-плунжерних насосів за величиною витоків, досліджуючи їх «вузькі» місця. Так в роботі [7] розглянуті конструкції гідростатичних п'ят зі щільним дроселюванням, в якому дроселювання робочої рідини здійснюється



в зазорі на внутрішньому поясі п'яти, заниженому щодо ущільнювального пояса на деяку величину, порівнянну з заданим зазором. Запропонована п'ята з повним гідростатичним розвантаженням характеризується малою величиною витоків і низькими механічними втратами. Слід зазначити, що дана конструкція має суттєві технологічні обмеження, а також обмеження щодо застосування в широкому діапазоні температур робочої рідини.

Відома робота [8] по експериментальному визначенню стикового зазору в розподільному вузлі, при роботі аксіально-поршневого насоса. В якості чутливих елементів, для визначення величини стикового зазору, використовувалися тензорезистори. Були отримані дані щодо зміни стикового зазору, що дає можливість провести оптимізацію розподільного вузла.

Також серед об'ємних втрат слід відзначити втрати, зумовлені неповним заповненням робочих камер насоса, втрат на всмоктуванні внаслідок гідравлічного опору каналів і інерції робочої рідини [5].

Ще одним важливим фактором, широко висвітленим у літературі, є втрати від пружності робочої рідини і наявність «мертвого» об'єму насоса. Так в роботі [5] показано, що чим більше відношення «мертвого» об'єму робочої камери до обсягу, одержуваного рухом поршня за один хід, тим більша частина останнього буде втрачена на підвищення тиску, а отже знизиться об'ємний ККД.

В цілому із огляду впливає, що об'ємні втрати істотно впливають на характеристику подачі аксіально-поршневих насосів, на чутливість приводу.

В літературних джерелах в основному розглядаються об'ємні втрати спричинені конструктивними рішеннями. Звідси завдання більш ретельного дослідження об'ємних втрат, які формуються в результаті зношення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність є актуальним для сучасних гідроприводів.



2.2. Дослідження впливу сумарних об'ємних втрат робочої рідини на працездатність гідроприводу

Із даних досліджень випливає, що зміна технічного стану переважної більшості складових частин гідроагрегатів впливає на витрати робочої рідини і робочий об'єм гідронасоса, а через них на узагальнений параметр – коефіцієнт подачі гідропривода і його вихідні параметри M і n . Таким чином, в першу чергу необхідно провести дослідження по виявленню взаємозв'язку між об'ємними втратами, обумовленими сумарними витратами робочої рідини, робочим об'ємом гідронасоса і його працездатністю.

Із аналізу принципу роботи гідравлічної трансмісії (ГСТ-90) і конструктивних особливостей аксіально-поршневих гідромашин, які входять до її складу, видно, що витрати робочої рідини в аксіально-поршневих агрегатах компенсуються подачею насосом підживлення робочої рідини до магістралі низького тиску головного контуру гідропривода. Звідси випливає, що в процесі роботи гідравлічного привода можуть виникнути наступні ситуації:

1. Насос підживлення повністю компенсує втрати робочої рідини, переливний клапан в клапанній коробці відкритий, а в магістралі низького тиску підтримується постійний тиск $P = const$.

2. Об'єм робочої рідини від насоса підживлення повністю поступає до магістралі низького тиску, переливний клапан закритий, тиск рідини в магістралі низького тиску $P \neq const$.

При цьому необхідно врахувати, що із умов принципу роботи гідравлічних трансмісій, оснащених аксіально-поршневими гідронасосами з регульованим робочим об'ємом за рахунок зміни кута нахилу люльки, теоретична подача насоса виражається наступною залежністю:

$$Q_m = n_n \cdot q_n F(\alpha), \quad (1)$$



де n_n - частота обертання вала гідронасоса;

q_n - максимальний теоретичний робочий об'єм надплунжерного простору за один оберт вала;

$F(\alpha)$ - функціональна залежність від положення органу керування робочим об'ємом.

Розглянемо умови роботи гідравлічного приводу для першого випадку, з застосуванням розрахункової схеми трансмісії, представленої на (рисунок 1).

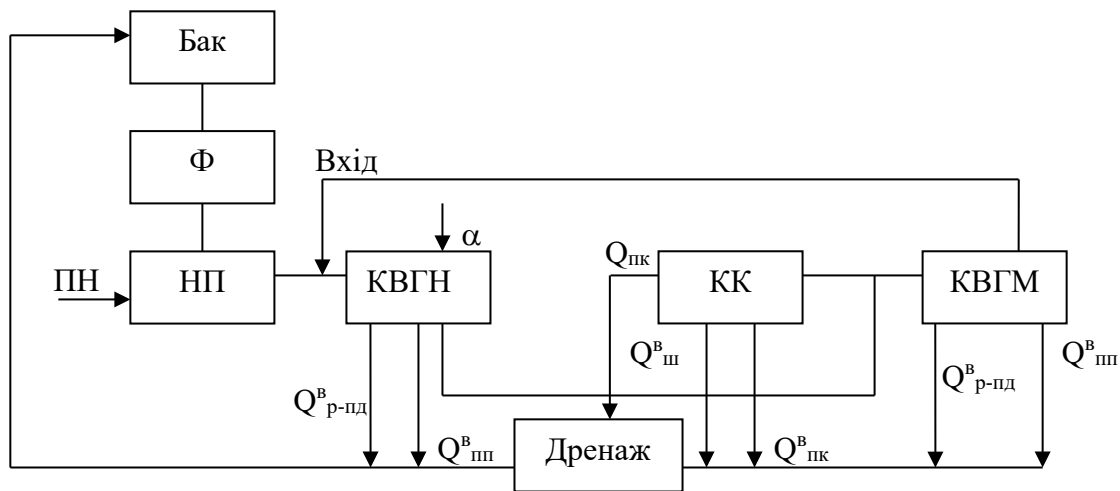


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідростатичного приводу ГСТ-90:

КВГН – качаючий вузол гідронасоса; КВГМ – качаючий вузол гідромотора; КК – клапанна коробка; НП – насос підживлення; Ф – фільтр; $Q^e_{p-пд}$ – виток робочої рідини (РР) у спряженні «розподільник – приставне дно»; $Q^e_{пп}$ – виток РР у сполученнях плунжерної пари; $Q_{пк}$ – кількість РР, що пропускається перепускним клапаном; $Q^e_{пк}$ – виток РР у запобіжних і переливних клапанах; $Q^e_{шз}$ – витоку РР через шунтувальний золотник; n_n – частота обертання вала насоса підживлення й гідронасоса ГН; n_m – частота обертання вала гідромотора ГМ; M – крутний момент на валу гідромотора ГМ; α – кут нахилу люльки; $Q^e_{пп}$ – виток РР у качаючому вузлі насоса підживлення.

Авторська розробка

Із розробленої схеми випливає, що рівняння збереження кількості робочої рідини для першої ситуації можна записати в наступному вигляді:



$$Q_n = Q_m + \Sigma Q_m^B + \Sigma Q_{kk}^B, \quad (2)$$

де Q_n - витрата робочої рідини (РР) на виході з насоса;

Q_m - кількість робочої рідини, що надходить у гідромотор;

ΣQ_m^B - сумарні витоки робочої рідини в гідромоторі, які можна представити у вигляді рівняння:

$$\Sigma Q_m^B = \Sigma Q_{p-nd}^B + Q_{n-в}^B + Q_{n-ш}^B, \quad (3)$$

де ΣQ_{p-nd}^B - витоку робочої рідини в сполученні «розподільник - приставне дно»;

$Q_{n-в}^B$, $Q_{n-ш}^B$ - відповідно витоки РР у спряженнях плунжерної пари «плунжер-втулка блоку», «п'ята плунжера – похила шайба»;

ΣQ_{kk}^B - сумарні витоки РР у клапанній коробці, які містять у собі наступні складові:

$$\Sigma Q_{kk}^B = Q_{n.к}^B + \Sigma Q_{ш.з}^B, \quad (4)$$

де $Q_{n.к}^B$ - витоки робочої рідини в запобіжних клапанах високого і низького тиску;

$\Sigma Q_{ш.з}^B$ - витоки робочої рідини через шунтувальний золотник.

У ряді робіт [5,9], автори при розгляді функціонування гідроприводів, зневажають витоками робочої рідини в клапанній системі, через їхню незначність з врахуванням того, що технічного стан їх ресурсолімітуючих деталей відповідає технічним вимогам.

Таким чином, виключивши зовнішні витоки робочої рідини, а також витоки в клапанній системі, із-за їх малих значень, в подальшому будемо



розглядати тільки внутрішні витоки, що виникають у сполученнях качаючих вузлів гідронасоса і гідромотора.

У зв'язку із цим рівняння (2) запишеться в наступному виді:

$$Q_H = Q_M + \Sigma Q_M^B, \quad (5)$$

Тиск P робочої рідини в магістралі низького тиску постійний, що забезпечує стаціонарне її потрапляння до гідронасоса.

Об'ємні втрати в розглянутому гідроприводі становлять витоки і перетікання рідини через щілини між рухливими деталями спряжень качаючих вузлів насоса і мотора, а плин робочої рідини у щілинах, як правило ламінарний [6], тому в першому наближенні об'ємні втрати Q^B можна вважати пропорційними середньому тиску рідини в напірній частині гідроприводу:

$$\begin{cases} \Sigma Q_M^B = \Sigma L_1 \cdot \Delta P; \\ \Sigma Q_H^B = \Sigma L_2 \cdot \Delta P, \end{cases} \quad (6)$$

де L_2 і L_1 - об'ємна провідність, обумовлена геометричними розмірами зазорів (довжина, висота, ширина) у парах тертя качаючих вузлів відповідно насоса й мотора, а також станом робочої рідини;

ΔP - перепад тиску робочої рідини в зазорах.

З ряду робіт [5,10] відомо, що теоретична продуктивність насоса може бути представлена виразом (1), а теоретична потужність мотора виразом:

$$N_m = \Delta P_1 \cdot q_m \cdot n_m, \quad (7)$$

де q_m - робочий об'єм гідромотора;

n_m - частота обертання валу мотора;

ΔP_1 - перепад тиску робочої рідини між магістралями високого й низького тиску.



За умови, коли на гідромоторі задаються необхідні потужність N і частота обертання валу n_m , то з виразу (7) одержимо (ΔP_1) , необхідну величину перепаду тиску в моторі:

$$\Delta P_1 = \frac{N_m}{q_m \cdot n_m}, \quad (8)$$

З виразу (5) знайдемо значення ΔP через характеристики насоса:

$$\begin{cases} Q_n = n_n \cdot q_n \cdot F(\alpha) - Q_n^B, \\ n_n \cdot q_n \cdot F(\alpha) - \sum L_1 \Delta P = n_m \cdot q_m + \sum L_2 \Delta P, \\ \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \end{cases} \quad (9)$$

де ΔP_2 - перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску й дренажною магістраллю.

З виразу (9) знайдемо необхідну величину робочого об'єму ($q_n \cdot F(\alpha)$), при якому будуть виконуватися задані показники роботи гідромотора:

$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m \cdot q_m + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot \Delta P}{n_n}, \quad (10)$$

Підставимо в (10) вираз (8) і одержимо :

$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m^2 \cdot q_m^2 + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot (N_m + \Delta P_2 \cdot n_m \cdot q_m)}{q_m \cdot n_n \cdot n_m}, \quad (11)$$

Замінивши потужність на крутний момент, одержимо вираз наступного виду:



$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m \cdot q_m^2 + (\sum L_1 + \sum L_2) \cdot (2 \cdot \pi \cdot M_m + \Delta P_2 \cdot q_m)}{q_m \cdot n_n}, \quad (12)$$

Авторська розробка

Вираз (12) зв'язує зміну робочого об'єму гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини при заданих M_m і n_m .

Розрахунок взаємозв'язку між робочим об'ємом і сумарними витокami робочої рідини проводився за наступним даними: частота обертання валу гідромотора $n_m = 50 \dots 2590 \text{ хв}^{-1}$; робочий об'єм гідромотора $q_m = 89 \text{ см}^3 / \text{об.}$; сумарні витки робочої рідини $(\sum L_1 + \sum L_2) = 17 \dots 450 \text{ см}^3 / \text{с}$; номінальна потужність гідромотора $N_m = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску і дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 11,6 \text{ МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького і високого тиску $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$. Результати розрахунків зведені в (таблиці 1) і представлені графічно на (рисунок 2).

Аналіз результатів розрахунків, а також графічної частини показують, що гідропривід може вийти на номінальний режим роботи: $n_n = 1450 \text{ хв}^{-1}$, $n_m = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$, $N_m = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$ при сумарних витках робочої рідини, які не перевищують $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$.

При збільшенні витоків робочої рідини гідропривід не в змозі підтримувати номінальний режим, тому що для цього необхідно щоб робочий обсяг гідронасоса був більший за значення $89 \text{ см}^3 / \text{с}$.



Таблиця 1 - Зміна робочого об'єму гідронасоса від об'ємних втрат робочої рідини для виконання заданих N_M, n_H, n_M

Задані потужність гідромотора, частота обертання валів насоса й мотора	Сумарні витоки робочої рідини, $\text{см}^3/\text{с}$	Робочий обсяг гідронасоса, $\text{см}^3/\text{с}$
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=1500$ хв. ⁻¹	17	81,41
	85	82,00
	170	86,80
	220	87,85
	225	89,00
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=1000$ хв. ⁻¹	17	62,42
	100	67,40
	200	73,40
	250	76,40
	300	79,40
	350	82,40
	400	85,39
450	88,37	
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=500$ хв. ⁻¹	17	32,73
	100	46,68
	200	54,67
	300	66,64
	400	78,72
500	86,61	

Авторська розробка

При цьому варто мати на увазі, що робота мобільної машини на транспортному і робочому діапазонах виконується при номінальному тиску, що забезпечує довговічність машин на протязі всього строку експлуатації. Звідси можна зробити припущення, що при сумарних витоках робочої рідини, які перевищують $225 \text{ см}^3/\text{с}$ гідропривід досягає граничного значення по чисто технічному критерію, не в змозі працювати в номінальному режимі, який являється економічно вигідним в умовах експлуатації. Ці значення витрат робочої рідини також вказують на те, що насос підживлення не в змозі компенсувати такий об'єм витрат і одночасно не в змозі забезпечити задану подачу робочої рідини до системи керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасоса.

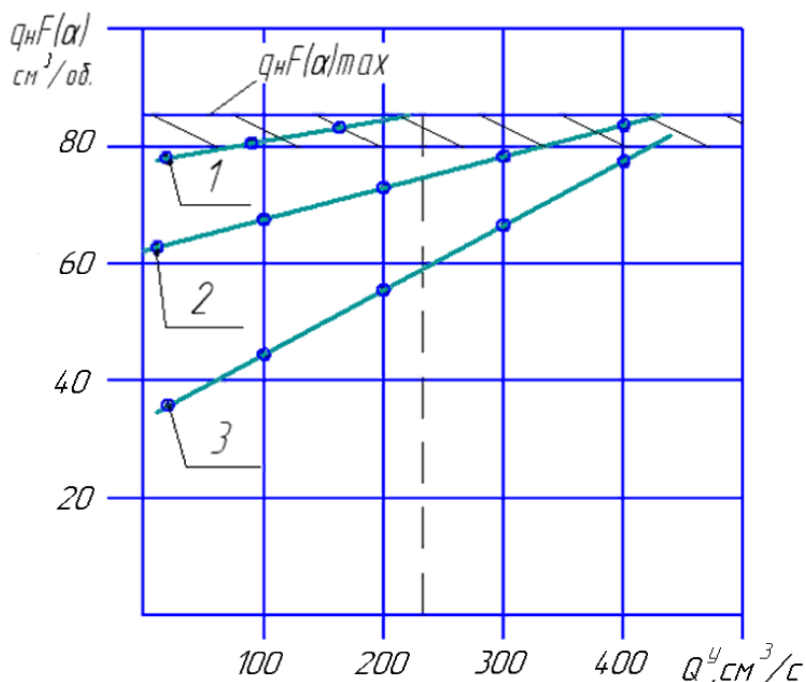


Рисунок 2 - Залежність робочого обсягу гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини, для заданих показників гідронасоса й гідромотора:

1 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=1500$ хв.⁻¹;

2 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=1000$ хв.⁻¹;

3 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=500$ хв.⁻¹.

Авторська розробка

Розглянемо другий випадок, коли перепускний клапан закритий.

Рівняння балансу рідини буде мати наступний вигляд для магістралі високого тиску:

$$Q_H = Q_M + \Sigma Q_M^B, \tag{13}$$

А для магістралі низького тиску будемо мати вираз наступного вигляду:

$$Q_{nn} + Q_M = Q_H + \Sigma Q_H^B, \tag{14}$$

де Q_{nn} – подача насоса підживлення.



Підставляючи в рівняння (13) та (14) вирази витрати насосу та мотору через частоти обертання валів насосу та мотору отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\text{нп}} = \sum L_1 \cdot \Delta P + \sum L_2 \cdot \Delta P = (\sum L_1 + \sum L_2) \cdot \Delta P, \\ n_{\text{н}} \cdot q_{\text{н}} \cdot F(a) = q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}} + \sum L_2 \cdot \Delta P \end{array} \right. \quad (15)$$

Із отриманого першого рівняння системи (15) знайдемо (ΔP) :

$$\Delta P = \frac{Q_{\text{нп}}}{\sum L_1 + \sum L_2}, \quad (16)$$

Знайдене значення ΔP підставимо в друге рівняння системи (15) та запишемо отриманий вираз:

$$n_{\text{н}} \cdot q_{\text{н}} \cdot F(a) = q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}} + \frac{\sum L_2 + Q_{\text{нп}}}{\sum L_1 + \sum L_2}, \quad (17)$$

При заданих потужності мотора та частоти обертання його валу ми мали зв'язок (8). Порівнявши необхідне значення ΔP для заданих $N_{\text{м}}$, n , ΔP_1 із виразу (16) отримаємо вираз наступного вигляду:

$$Q_{\text{нп}} = \left(\frac{N_{\text{м}}}{q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}} \right) \cdot (\sum L_1 + \sum L_2), \quad (18)$$

Водночас з виразу (18) потужність визначиться за виразом:

$$N_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{нп}} \cdot q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{(\sum L_1 + \sum L_2)}, \quad (19)$$

Авторська розробка



Враховуючи, що гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі, ми можемо в даному випадку задатися тиском робочої рідини, а також частотою обертання вала гідромотору та визначити вплив прогресуючих сумарних втрат робочої рідини в спряженнях на потужність, що розвивається гідромотором ($N_{зм}$).

Розрахунок потужності, що розвивається гідромотором, проводиться по наступним даним: робочий об'єм гідромотору $q_m = 89 \text{ см}^3 / \text{об}$, продуктивність насосу підживлення $Q_{пн} = 450 \text{ см}^3 / \text{с}$; сумарні витрати робочої рідини 225...450 $\text{см}^3 / \text{с}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску та дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 11,6 \text{ МПа}$.

Результати розрахунку зведені в (таблицю 2) та представлені графічно на (рисунок 3).

Аналіз результатів розрахунків і графічної частини показує, що зі збільшенням сумарних витрат робочої рідини від $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$ до $\sum Q^B = 450 \text{ см}^3 / \text{с}$, потужність, що розвивається гідроприводом зменшується відповідно від $N_m = 280350 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв.}$ до $N_m = 148853 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв.}$ при частоті обертання вала гідромотору $n_m = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Знаючи, яку потужність розвиває гідромотор із-за наявності сумарних витрат робочої рідини в качаючих вузлах гідронасосу та гідромотора, або від погіршення технічного стану насосу підживлення, та володіючи даними потужності, яка необхідна для виконання заданих робіт, ми можемо зробити висновок про подальше використання мобільної машини на відповідних роботах.



Таблиця 2 – Залежність потужності гідромотору від частоти обертання його валу та сумарних витрат робочої рідини

Сумарні витрати робочої рідини в гідроприводі, см ³ /с	Частота обертання валу гідромотору, хв. ⁻¹	Потужність гідромотору, кгс·м/хв.
225	2590	484071
	2000	373800
	1500	280350
	1000	186900
	500	93450
	50	9345
250	2590	432206
	2000	333750
	1500	250312
	1000	166875
	500	83437
	50	8344
300	2590	298838
	2000	230764
	1500	173073
	1000	115382
	500	57691
	50	5769
400	2590	257162
	2000	198581
	1500	148935
	1000	99290
	500	49645
	50	4964,6

Авторська розробка

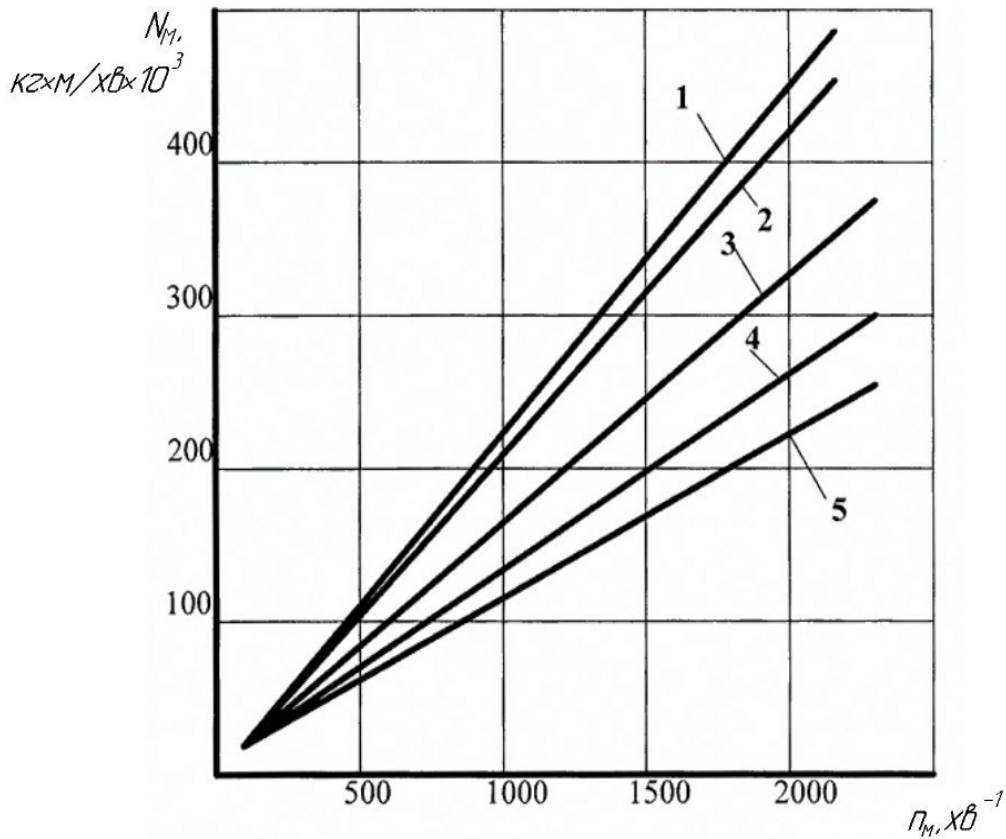


Рисунок 3 – Залежність потужності гідромотору від сумарних витрат робочої рідини та частоти обертання його вала при: 1 – $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$;
 2 – $\sum Q^B = 250 \text{ см}^3 / \text{с}$; 3 – $\sum Q^B = 300 \text{ см}^3 / \text{с}$; 4 – $\sum Q^B = 350 \text{ см}^3 / \text{с}$;
 5 – $\sum Q^B = 400 \text{ см}^3 / \text{с}$

Авторська розробка



Висновки.

Аналітично отримана функціональна залежність робочого об'єму гідронасоса з сумарними витоками робочої рідини, дозволяє оцінити можливість отримання необхідної потужності і частоти обертання вихідного валу гідромотора з врахуванням втрат робочої рідини. При сумарних втратах робочої рідини, які перевищують $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$ для аксіально-поршневих гідромашин з робочий об'єм $q = 89 \text{ см}^3 / \text{об.}$ гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі, який економічно самий вигідний в умовах експлуатації, що вказує на граничне значення даних втрат. Аналітично отримана функціональна залежність потужності, яка розвивається гідромотором, від сумарних втрат робочої рідини з врахуванням продуктивності насоса підживлення дає можливість прийняти обґрунтоване рішення про допустимість використання мобільної машини, оснащеної гідравлічною трансмісією, на конкретних видах робіт при наявності інформації про те, яка необхідна потужність гідромотора для виконання заданих робіт.



Verweise / References

Chapter 1.

1. Андриевский А. П. Влияние электромагнитной обработки топлива на формирование износостойкости пар трения / А. П. Андриевский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 2/5 (62). – С. 34-38.
2. Бензини автомобільні. Технічні умови: ДСТУ ISO 4063-1:2001. – [Чинний від 2002-07-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2002 – 23 с. (Національний стандарт України).
3. Гутаревич Ю. Ф. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. / Ю. Ф. Гутаревич, Д. В. Зеркалов, А. Г. Говорун, А. О. Корпач, Л. П. Мержиєвська. К.: Арістей, 2006. - 292 с.
4. Иванов В. Н. Экология и автомобилизация / В. Н. Иванов, В. К. Сторчевус. – К.: Будівельник, 1990. – 128 с.
5. Морозова І. В. Спосіб і пристрій для підвищення економічних і екологічних показників роботи двигуна внутрішнього згорання / І. В. Морозова, І. В. Морозова // Вісник центрального наукового центру транспортної академії України «Автошляховик України». – 2010. – № 13. – С. 58-60.
6. Морозова І. В. Підвищення ефективності контролю діелектричних властивостей нафтопродуктів / І. В. Морозова // Електроніка та системи управління. – 2010. – № 3(25). – С. 40-43.
7. Морозова И. В. Контроль качества углеводородных жидкостей путем определения электрофизических свойств / И. В. Морозова, В. М. Землянский, С. Ю. Кравченко, В. И. Морозов // Віснику інженерної академії України. – 2011. – № 2. – С. 197-202.
8. Морозова І. В. Аналіз динаміки електрофізичного впливу на вуглеводневі рідини / І. В. Морозова, В. І. Морозов, О. Б. Іванець // Нафтова і газова промисловість. – 2012. – №1. – С. 45-47.



9. Морозова І. В. Поліпшення експлуатаційних показників теплових двигунів за допомогою електрофізичного впливу на паливо / В. І. Морозов, Ю. М. Терещенко, І. В. Морозова // *Наукоємні технології*. – 2016. – № 1 (29). – С. 102-106.
10. Морозова І. В. Вплив елетрофізичної дії на протизношувальні властивості пально-мастильних матеріалів теплових двигунів / Ю. М. Терещенко, І. В. Морозова // *Проблеми тертя та зношування*. – 2016. – № 2 (71). – С. 50-55.
11. Morozova I. V. Change of heat engine performance by electro-physical influence on fuel / I. V. Morozova, Yu. M. Tereschenko, S. L. Maksimov // *The advanced science journal*. – ISSUE 02 / VOLUME 2016 /ISSN 2219-746X. – Page 45-49.
12. Морозова И. В. Современный способ повышения эффективности камер сгорания тепловых двигателей / В. И. Морозов, Ю. М. Терещенко, И. В. Морозова // *Евразийский союз ученых*. – 2012. – Частина 2, №7 (28). – С. 29-31.
13. Морозова І. В. Вплив подвійного ядерного резонансу на енергетичні властивості пально-мастильних матеріалів / І. В. Морозова, В. І. Морозов // *АВІА- 2013: X міжнародна науково-технічна конференція, 21-23 травня 2013 р.: матеріали наук.-техн. конф.* – К. : НАУ, 2013. – Т.V. – С. 13.103-13.106.
14. Паливо для реактивних двигунів РТ. Технічні умови: ГСТУ 320.00149943.007-2:97.– [Чинний від 1998-01-01]. □ К. : Держспоживстандарт України, 2002 – 11 с. (Національний стандарт України).
15. Паливо ТС-1 для реактивних двигунів. Технічні умови: ГСТУ 320.00149943.011-1:99.– [Чинний від 1999-07-01]. □ К.: Держспоживстандарт України, 2002 – 12 с. (Національний стандарт України).
16. Погорлецкий Д. С. Перспективы магнитной обработки углеводородных топлив на автотранспорте / Д. С. Погорлецкий, А. Б. Малыгин, А. В. Котыло // *Науковій вісник Херсонського державного морського інституту*. 2013. – №3. – С. 58- 66.
17. Савінов В.П. патент № 146615 від 03.03.2021р. Пристрій для магніної обробки рідкого вуглеводневого палива двигуна внутрішнього згорання.



18. Савінов В.П. патент № 154314 від 01.11.2023р. Пристрій для магнітої обробки рідкого вуглеводневого палива двигуна внутрішнього згорання.
19. Теория авиационных газотурбинных двигателей: учебник / [Ю. М. Терещенко, Л. Г. Бойко, Л. Г. Волянская и др.]; под ред. Ю. М. Терещенко. К.: НАУ, 2013. – 596 с.
20. Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів: навч. Посібник / [Терещенко Ю. М., Кулик М. С., Мітрахович М. М. та ін]; за ред. Ю. М. Терещенка. □ К.: НАУ, 2015. – 292 с.
21. Guo H., Liu Z., Chen Y., Yao R.A Study of Magnetic effects on the Physicochemical Properties of Individual Hydrocarbons Logistical Engineering College, Chongqing 400042, P.R China (1994), pp.216-220.
22. Magnetic Treatment of Diesel Fuel By Wouter Lisseveld. <http://www.algae-x.net/marketing/whitepapers/magnetic-treatment-of-diesel-fuel>
23. Mike R. Powell. Magnetic Water and Fuel Treatment: Myth, Magic, or Mainstream Science. Volume 22.1, January / February 1998.
24. Rajan Garg, Ajay Kumar Agarwal, 'Fuel Energizer: The Magnetizer (A Concept of Liquid Engineering)', IJIRD. April, 2013 Vol 2 Issue 4.

Chapter 2.

1. Дмитрів В. Т., Вантух З. З., Дмитрів І. В. Об'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування. Навчальний посібник. – Київ: Видавничий дім «Кондор», 2020. – 184 с.
2. Kassem, S. A. Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps [Text] / S. A. Kassem, M. K. Bahr // Current Advances in Mechanical Design and Production, Proc. of 7th MDP Conf., Cairo Pergamon press, 2000. – P. 139–148. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-008043711-8/50015-5>.
3. Bergada, J. M. Pressure, flow, force and torque between the barrel and port plate in



- axial piston pump [Text] / J. M. Bergada, J. Watton, S. Kumar // ASME Journal of Dynamic System, Measurement and control. – 2008. – Vol. 130, Issue 1. – P. 011011-1/16. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2807183>.
4. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.
 5. Следящие приводы [Текст] / В двух книгах. Под ред. Б. К. Чемоданова. В 2 кн. Кн. 2. - М.: Энергия, 1976. – 384 с.
 6. Denison Hydraulics. Short Form Catalogue. Publ. SPO-EN500-G2-Export Version (10/2002).
 7. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование [Текст] / О. М.Бабаев, Л. Н.Игнатов, Е. С. Кисточкин [и др.]; Под общ. Ред. Е. С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. – 1987. – 256 с.
 8. Воронов С. А. Исследование изменений стыкового зазора в распределительном узле аксиально-поршневой гидромашины [Текст] / С. А. Воронов, А. Н. Густомясов, А. Ю. Рыбаков, Е. П. Тетерин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1987. № 10. – С. 77-81.
 9. Прокофьев В. Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод [Текст] / В. Н. Прокофьев, Ю. А. Данилов, Л. Н. Кондаков [и др.]; под общ. ред. В. Н. Прокофьева –М.: Машиностроение, 1969.– 496 с.
 10. P.A.J. Achten, Zhao Fu, G.E.M. Vael, Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer, Proc. SICFP '97, Part 3, IKP, Linkoping University, 1997.

Chapter 3.

1. Al-Mohaithef M., Padhi B.K., Shameel M., Elkhalfa A.M.E., Tahash M., Chandramohan S., Hazazi A. Assessment of foodborne illness awareness and preferred information sources among students in Saudi Arabia: A cross-sectional



- study. *Food Control*. 2020. 112. 107085.
2. Bilousova L., Pchelenko A., Omelchenko M., Kuzmin O. Ensuring food security under martial law. Chapter 8. Ensuring national and international security of socio-economic systems. Current issues of the management of socio-economic systems in terms of globalization challenges: scientific monograph. Kosice. 2023. pp. 629-639.
 3. Hashanuzzaman M., Bhowmik S., Rahman Md. S., Zakaria M., Voumik L.C., Mamun A. Assessment of food safety knowledge, attitudes and practices of fish farmers and restaurants food handlers in Bangladesh. *Heliyon*. 2020. 6(11). e05485.
 4. Martins R.B., Hogg T., Otero J.G. Food handler's knowledge on food hygiene: The case of a catering company in Portugal. *Food Control*. 2012. 23(1). pp. 184-190.
 5. Kuzmenko R., Kravchenko A., Vozniuk S., Kuzmin O. Control measures for pests, species identification, prevention of infestation, preventive measures, and pest management strategies in restaurants. Prospects for sustainable development and ensuring the security of economic systems in the new geostrategic realities. Scientific monograph. Košice. 2023. pp. 151-162.
 6. Dabbene F., Gay P., Sacco N. Optimisation of fresh-food supply chains in uncertain environments, Part II: A case study. *Biosystems Engineering*. 2008. 99(3). pp. 360-371.
 7. Ahmadi-Javid A., Mansourfar M., Lee C.-G., Liu L. (2023). Optimal distribution of perishable foods with storage temperature control and quality requirements: An integrated vehicle routing problem. *Computers & Industrial Engineering*. 2023. 182. 109215.
 8. National standards body of Ukraine. DSTU ISO/TS 22002-2:2019 (ISO/TS 22002-2:2013, IDT): Prerequisite programmes on food safety. Part 2: Catering. Kyiv: State Agency for Standardization of Ukraine. 2019.
 9. Ministry of Agrarian Policy and Food of Ukraine. Order No. 590: On the approval of requirements for the development, implementation and application of permanent procedures based on the principles of the food safety management system (HACCP). 2012.



10. Codex Alimentarius. CAC/RCP 39-1993: Code of Hygienic Practice for Precooked and Cooked Foods in Mass Catering. 1993.
11. Borysova E., Osadcha V., Fefelov D., Kuzmin O. Ensuring an effective system of the sanitary condition of restaurant establishments under the HACCP. Management of socio-economic transformations of business processes: current realities, global challenges, forecast scenarios and development prospects. Scientific monograph. Sofia. 2023. pp. 194-205.

Chapter 4.

1. L. C. Ottoni, R. M. de Amorim, M. S. Novo, i D. B. Costa, «Tuning of data augmentation hyperparameters in deep learning to building construction image classification with small datasets», Intl. J. Mach. Learn. Cybern., 2023, DOI: 10.1007/s13042-022-01555-1.
2. M. A. Kutlugun, Y. Sirin, i M. Karakaya, «The effects of augmented training dataset on performance of convolutional neural networks in face recognition system», в Proc. Fed. Conf. Comput. Sci. Inf. Syst., FedCSIS, Ganzha M., Maciaszek L., Maciaszek L., i Paprzycki M., Ред., Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2019, pp. 929–932. DOI: 10.15439/2019F181.
3. O. O. Abayomi-Alli, R. Damasevicius, R. Maskeliunas, i A. Abayomi-Alli, «BiLSTM with Data Augmentation using Interpolation Methods to Improve Early Detection of Parkinson Disease», в Proc. Fed. Conf. Comput. Sci. Inf. Syst., FedCSIS, Ganzha M., Maciaszek L., Maciaszek L., i Paprzycki M., Ред., Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2020, pp. 371–380. DOI: 10.15439/2020F188.
4. L. Taylor i G. Nitschke, «Improving deep learning with generic data augmentation», в 2018 IEEE symposium series on computational intelligence (SSCI), IEEE, 2018, pp. 1542–1547.
5. W. Alosaimi i M. I. Uddin, «Efficient Data Augmentation Techniques for



- Improved Classification in Limited Data Set of Oral Squamous Cell Carcinoma», CMES Comput. Model. Eng. Sci., 2022. DOI: 10.32604/cmes.2022.018433.
6. K. Kim i J. Jeong, «Deep learning-based data augmentation for hydraulic condition monitoring system», в *Procedia Comput. Sci.*, Shakshuki E., Yasar A-U-H., i Malik H., Elsevier B.V., 2020, pp. 20–27. DOI: 10.1016/j.procs.2020.07.007.
 7. M. Bayer, M.-A. Kaufhold, B. Buchhold, M. Keller, J. Dallmeyer, i C. Reuter, «Data augmentation in natural language processing: a novel text generation approach for long and short text classifiers», *Intl. J. Mach. Learn. Cybern.*, 2023. DOI: 10.1007/s13042-022-01553-3.
 8. Mikołajczyk i M. Grochowski, «Data augmentation for improving deep learning in image classification problem», в 2018 international interdisciplinary PhD workshop (IIPhDW), IEEE, 2018, pp. 117–122.
 9. K. Dunphy, M. N. Fekri, K. Grolinger, i A. Sadhu, «Data Augmentation for Deep-Learning-Based Multiclass Structural Damage Detection Using Limited Information», *Sensors*, 2022. DOI: 10.3390/s22166193.
 10. R. Pappagari, J. Villalba, P. Zelasko, L. Moro-Velazquez, i N. Dehak, «Copy-paste: An augmentation method for speech emotion recognition», в *ICASSP IEEE Int Conf Acoust Speech Signal Process Proc*, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2021, pp. 6324–6328. DOI: 10.1109/ICASSP39728.2021.9415077.
 11. N. F. Aminuddin, Z. Tukiran, A. Joret, R. Tomari, i M. Morsin, «An Improved Deep Learning Model of Chili Disease Recognition with Small Dataset», *Intl. J. Adv. Comput. Sci. Appl.*, 2022. DOI: 10.14569/IJACSA.2022.0130750.
 12. S. T. Aroyehun i A. Gelbukh, «Aggression detection in social media: Using deep neural networks, data augmentation, and pseudo labeling», в *Proceedings of the First Workshop on Trolling, Aggression and Cyberbullying (TRAC-2018)*, 2018, pp. 90–97.
 13. Shorten i T. M. Khoshgoftaar, «A survey on Image Data Augmentation for Deep Learning», *J. Big Data*, 2019. DOI: 10.1186/s40537-019-0197-0.
 14. T. Dao, A. Gu, A. Ratner, V. Smith, C. De Sa, i C. Ré, «A kernel theory of modern data augmentation», в *International Conference on Machine Learning*, PMLR,



2019, pp. 1528–1537. DOI: 10.1109/ICPR48806.2021.9412492.

15. Shorten, T. M. Khoshgoftaar, i B. Furht, «Text Data Augmentation for Deep Learning», J Big Data, 2021. DOI: 10.1186/s40537-021-00492-0.

Chapter 5.

1. Yang, P., Zhang, L., Liu, H. et al. Reducing idleness in financial cloud services via multi-objective evolutionary reinforcement learning based load balancer. *Sci. China Inf. Sci.* 67, 120102 (2024). <https://doi.org/10.1007/s11432-023-3895-3>
2. Fé, I.; Matos, R.; Dantas, J.; Melo, C.; Nguyen, T.A.; Min, D.; Choi, E.; Silva, F.A.; Maciel, P.R.M. Performance-Cost Trade-Off in Auto-Scaling Mechanisms for Cloud Computing. *Sensors* 2022, 22, 1221. <https://doi.org/10.3390/s22031221>
3. Singh, P., Kaur, A., Gupta, P. et al. RHAS: robust hybrid auto-scaling for web applications in cloud computing. *Cluster Comput* 24, 717–737 (2021). <https://doi.org/10.1007/s10586-020-03148-5>
4. Amro Al-Said Ahmad & Peter Andras (2021) Cloud-based software services delivery from the perspective of scalability, *International Journal of Parallel, Emergent and Distributed Systems*, 36:2, 53-68, DOI: 10.1080/17445760.2019.1617864.
5. K. Malyuga, O. Perl, A. Slapoguzov and I. Perl, "Fault Tolerant Central Saga Orchestrator in RESTful Architecture," 2020 26th Conference of Open Innovations Association (FRUCT), 2020, pp. 278-283, doi: 10.23919/FRUCT48808.2020.9087389.
6. C. Kan, "DoCloud: An elastic cloud platform for Web applications based on Docker," 2016 18th International Conference on Advanced Communication Technology (ICACT), 2016, pp. 478-483, doi: 10.1109/ICACT.2016.7423440.
7. M. M. Rovnyagin, D. M. Sinelnikov, V. V. Odintsev and S. S. Varykhanov, "Distributed Fault-tolerant Platform for Web Applications," 2020 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering