

УДК 681.5.015.3:622.24.054.2

КОМП'ЮТЕРНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА СТОЛІ РОТОРА БУРОВОЇ УСТАНОВКИ З ДИЗЕЛЬНИМ СИЛОВИМ ПРИВОДОМ

С.М.Бабчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 504521
e-mail: telure@rambler.ru

Разработаны модели крутящего момента на столе ротора и скорости вращения стола ротора буровой установки. Создана компьютерная система контроля крутящего момента на столе ротора буровой установки с дизельным силовым приводом, сумарная погрешность контроля которой не превышает 3,02%.

The models of the twisting moment on a table of a rotor and speed of rotation of a table of a rotor of chisel installation are developed. The computer monitoring system of the twisting moment on a table of a rotor of chisel installation by a diesel power drive is created. The error of which control does not exceed 3,02%.

Україна належить до країн з дефіцитом власних природних енергетичних ресурсів. Потреба у нафті за рахунок власного видобутку задовольняється всього на 10-12%, а у природному газі – на 22-25%. Одним з основних шляхів підвищення енергозабезпечення нашої держави є нарощування власного видобутку нафти і газу. Національною програмою “Нафта і газ України 2010 р.” передбачено збільшити обсяги буріння на газ у 2,3 рази, на нафту – у 1,87 рази, а розвідувального буріння – у 1,44 рази. Очевидно, що нарощування обсягів видобутку нафти і газу неможливе без суттєвого збільшення ефективності буріння свердловин. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є підвищення якості контролю технологічних параметрів буріння. Наявність достовірної інформації про процес дає змогу забезпечити підтримку оптимального режиму буріння і скорочення числа аварій [1].

Важливим технологічним параметром, який необхідно контролювати під час буріння, є крутний момент на столі ротора бурової установки. Особливо актуально стоїть питання контролю даного параметра для бурових установок з дизельним силовим приводом, адже вони складають більше половини бурових установок існуючого парку обладнання. Треба зазначити, що вчені, науково-дослідні інститути та фірми, що виробляють бурове обладнання, постійно проводять роботи, спрямовані на вдосконалення технічних засобів контролю крутного моменту на столі ротора. В даний час бурові установки з електроприводом стола ротора вже забезпечені технічними засобами і методами непрямого контролю, що дають змогу відносно легко здійснювати контроль крутного моменту на столі ротора із заданою точністю. Проте, на бурових установках з дизельним силовим приводом продовжують застосовувати дорогі, складні у виготовленні та експлуатації, ненадійні механічні моментоміри, в яких значна похибка контролю (до 10%). Метою досліджень, описаних в даній роботі, була розробка комп'ютерної системи контролю крутного моменту на

столі ротора бурової установки з дизельним силовим приводом з сумарною похибкою контролю, меншою 4%.

В багатьох країнах світу, у тому числі і в Україні, на бурових установках (БУ) в приводі лебідки та ротора широко застосовуються дизельні агрегати типу В2. Дані дизельні агрегати мають добре визначені залежності крутного моменту від швидкості обертання його колінчастого вала. Дизельні агрегати у всіх БУ з'єднані механічною трансмісією в груповий привод, що сумує потужність працюючих дизелів і направляє її для привода бурових насосів, лебідки і ротора. Сумуючі трансмісії дизельного силового привода (ДСП) є паралельною резервуючою системою, що забезпечує високий ступінь ймовірності безвідмовної роботи і живлення енергією виконавчих механізмів БУ [2]. На бурових установках Уралмаш 3Д-76 і Уралмаш 3000БД, які комплектуються дизельними агрегатами В2-450АВ-С3, використовують п'ятидизельний привод, розділений на два блоки – тридизельний і дводизельний. Тридизельний блок призначений для привода лебідки, ротора й одного бурового насоса, а дводизельний – для привода тільки одного бурового насоса. У зв'язку з вищевказаним було досліджено процес передачі механічної енергії від тридизельного силового групового привода до стола ротора (рис. 1).

Сумарний крутний момент тридизельної силової установки, що приводить в дію лебідку, насос і ротор [3],

$$M_{cd} = k_{np}M_{д1} + k_{np}M_{д2} + k_{np}M_{д3}, \quad (1)$$

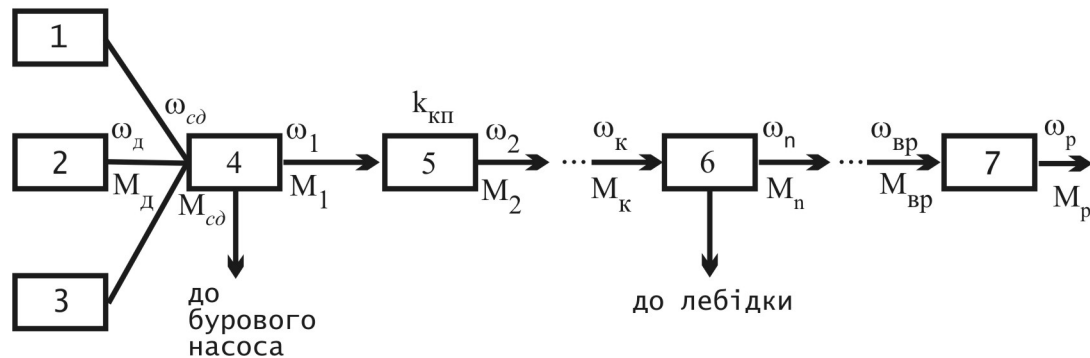
де: M_{cd} – сумарний крутний момент тридизельної силової установки;

$M_{д1}$, $M_{д2}$, $M_{д3}$ – крутний момент на колінчастому валі 1-го, 2-го, 3-го дизельних агрегатів;

k_{np} – коефіцієнт пониження передачі в понижуючому редукторі на виході з дизельного агрегата.

Оскільки дизельні агрегати у всіх БУ з'єднані механічною трансмісією в груповий привод, то вираз (1) можна записати у вигляді

$$M_1 = k_p M_{cd}; M_2 = k_p k_1 M_{cd}; \dots;$$



1, 2, 3 – дизельні агрегати силового групового привода; 4 – сумування потужності з'єднанням дизельних агрегатів між собою (зокрема, клиноремінними передачами); 5 – коробка швидкостей; 6 – редуктор лебідки; 7 – стіл ротора; M_D – усереднене механічною трансмісією значення крутного моменту, що створюється кожним дизельним агрегатом; ω_D – усереднена механічною трансмісією швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів; M_{cd} – сумарний крутний момент тридизельної силової установки; ω_{cd} – швидкість обертання вала трансмісії після сумування потужності дизельних агрегатів; M_1 – крутний момент на валу трансмісії до лебідки та ротора; ω_1 – швидкість обертання вала трансмісії до лебідки та ротора; $k_{кп}$ – швидкість, яка встановлена на коробці швидкостей; M_2 – крутний момент на валу трансмісії після коробки швидкостей; ω_2 – швидкість обертання вала трансмісії після коробки швидкостей; M_k – крутний момент на валу трансмісії перед редуктором лебідки; ω_k – швидкість обертання вала трансмісії перед редуктором лебідки; M_n – крутний момент на валу трансмісії після редуکتora лебідки; ω_n – швидкість обертання вала трансмісії після редуکتora лебідки; M_{op} – крутний момент на валу привода стола ротора; ω_{op} – швидкість обертання вала привода стола ротора; M_p – крутний момент на столі ротора; ω_p – швидкість обертання стола ротора

Рисунок 1 — Модель передачі механічної енергії від силового групового привода до стола ротора

$$M_{cd} = k_{np} \frac{M_{D1} + M_{D2} + M_{D3}}{3} + k_{np} \frac{M_{D1} + M_{D2} + M_{D3}}{3} + k_{np} \frac{M_{D1} + M_{D2} + M_{D3}}{3} \quad (2)$$

Якщо усереднене механічною трансмісією значення крутного моменту, що створюється кожним дизельним агрегатом, представити як

$$M_D = \frac{M_{D1} + M_{D2} + M_{D3}}{3} \quad (3)$$

то, враховуючи (3), вираз (2) можна записати у вигляді

$$M_{cd} = k_{np} M_D + k_{np} M_D + k_{np} M_D = 3 \cdot k_{np} \cdot M_D \quad (4)$$

З (4) випливає, що зміна крутного моменту групового ДСП описується такою ж залежністю, як і зміна крутного моменту в дизельному агрегаті, що в нього входить, тільки з коефіцієнтом підсилення в n разів

$$M_{cd} = n \cdot k_{np} \cdot M_D \quad (5)$$

де n – кількість дизельних агрегатів в груповому ДСП.

Крутний момент на елементах привода ротора визначається коефіцієнтами передачі [4]

$$M_1 = k_p M_{cd}; M_2 = k_1 M_1; \dots;$$

$$M_i = k_{i-1} M_{i-1}; \dots; M_n = k_{n-1} M_{n-1},$$

або

$$M_i = k_p k_1 k_2 \dots k_{i-1} M_{cd}; \dots; M_n = k_p k_1 k_2 \dots k_{n-1} M_{cd},$$

тобто:

$$M_p = k_m M_{cd} = k_m \cdot n \cdot k_{np} \cdot M_D \quad (6)$$

де: M_p – крутний момент на столі ротора, Нм;

M_{cd} – сумарний крутний момент тридизельної силової установки, Нм;

k_m – коефіцієнт передачі крутного моменту з групового ДСП до стола ротора.

На БУ з ДСП (УРАЛМАШ-3000БД, УРАЛМАШ-3Д-76) в паралельному режимі працюють три дизельних агрегати, які з'єднані між собою механічною трансмісією, тому усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового привода бурової установки визначається таким чином:

$$\omega_D = \frac{\omega_{D1} + \omega_{D2} + \omega_{D3}}{3} \quad (7)$$

де: ω_D – усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового привода БУ, об/хв;

$\omega_{D1}, \omega_{D2}, \omega_{D3}$ – швидкість обертання колінчастого вала 1-го, 2-го, 3-го дизельного агрегата групового силового привода БУ, об/хв.

Оскільки після кожного дизельного агрегата знаходиться понижуючий редуктор, то швидкість обертання вала трансмісії після суму-

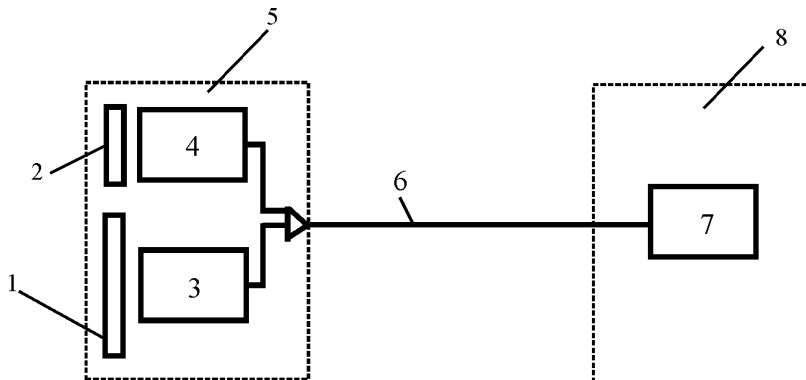
вання потужності дизельних агрегатів можна знайти так:

$$\omega_{cd} = k_{np} \cdot \omega_D \quad (8)$$

Швидкість обертання елементів привода

бурової установки з дизельним силовим приводом, структура якої зображена на рис. 2.

Бурова установка є складним великогабаритним механізмом, в якому є великі рухомі частини та має місце вібрація. В особливо на-



1 – вал привода стола ротора; 2 – спарена шинно-пневматична муфта перед коробкою швидкостей; 3, 4 – датчики; 5 – площадка бурової установки; 6 – лінія зв'язку; 7 – серійний персональний комп'ютер; 8 – приміщення майстра

Рисунок 2 – Структура комп'ютерної системи контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним силовим приводом

ротора визначається коефіцієнтами передачі [2]

$$\omega_1 = k_p \omega_{cd}; \omega_2 = k_1 \omega_1; \dots; \omega_i = k_{i-1} \omega_{i-1}; \dots;$$

$$\omega_n = k_{n-1} \omega_{n-1} ,$$

або

$$\omega_1 = k_p \omega_{cd}; \omega_2 = k_p k_1 \omega_{cd}; \dots;$$

$$\omega_i = k_p k_1 k_2 \dots k_{i-1} \omega_{cd}; \dots; \omega_n = k_p k_1 k_2 \dots k_{n-1} \omega_{cd} ,$$

тобто

$$\omega_p = k_\omega \omega_{cd} , \quad (9)$$

де: ω_p – швидкість обертання стола ротора, об/хв;

k_ω – коефіцієнт передачі швидкості обертання з групового ДСП до стола ротора.

На основі розроблених моделей крутного моменту на столі ротора (6) та швидкості обертання стола ротора (9), використовуючи модель крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата типу В2 [5], контролюючи тільки швидкість обертання (в даний час наявний широкий вибір технічних засобів, які забезпечують належний контроль даного параметра) будь-якого елемента трансмісії привода стола ротора та знаючи, яка швидкість встановлена на коробці швидкостей, можна контролювати крутний момент на столі ротора.

З метою автоматичного визначення, яка швидкість встановлена на коробці швидкостей, було прийнято рішення про доцільність використання двох каналів контролю швидкості обертання елементів трансмісії привода стола ротора.

На основі результатів вищеописаних досліджень було розроблено комп'ютерну систему контролю крутного моменту на столі ротора

пруженому стані працює стіл ротора, який обертє колону бурових труб та на якому відбувається установа нових ланок бурової колони. Звичайно, роторний стіл пристосований до таких умов праці, але не кожен первинний датчик зможе працювати в таких умовах. Крім того, знаходження кабелів ліній зв'язку та живлення в зоні стола ротора також небажане (працівникам бурової під час виконання певних технологічних операцій необхідно бути обережними, щоб їм не пошкодити самим чи буровим інструментом). Зважаючи на сказане та провівши аналіз існуючих бурових установок, було прийнято рішення, що місцем відбору інформації про швидкість обертання стола ротора повинен бути вал привода стола ротора, який знаходиться на виході трансмісії привода ротора в буровій лебідці, та спарена шинно-пневматична муфта перед коробкою швидкостей.

Крім того, в процесі досліджень розроблено програмне забезпечення, що встановлюється на будь-якому серійному персональному комп'ютері та яке дає змогу виконувати непрямий контроль крутного моменту на столі ротора за допомогою розробленої комп'ютерної системи контролю.

Встановлено, що розроблена комп'ютерна система забезпечує контроль крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним силовим приводом з сумарною похибкою контролю 3,02%.

В подальшому планується на основі розробленої комп'ютерної системи контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним силовим приводом розробити систему автоматичного управління процесом буріння свердловин на нафту і газ, що дасть можливість підвищити ефективність бурових

робіт і сприятиме зменшенню часу, який необхідний для їх проведення.

Література

1. Семенцов Г.Н., Горбійчук М.І. Оптиміальне адаптивне керування процесом буріння свердловин. // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №2. – С. 18-20.
2. Батырбаев Э.М. Суммирующие трансмиссии силовых приводов буровых установок, методы диагностики их состояния и восстановления // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1996. – № 5. – С. 32.
3. Лобанов В.А., Мнацаканов А.В., Мурадов Б.М., Шубладзе А.М. Автоматизация технологических процессов бурения // Сер. Бурение газовых и газоконденсатных скважин. – М.: ВНИИЭгазпром, 1986. – 50 с.

шин, що дало змогу підвищити їх ККД до 97% ÷ 99%. Натомість в механіці та гідравліці традиційно сформувалися інші, зазвичай емпіричні підходи в моделюванні перетворювачів енергії, результати досліджень яких вже не відповідають вимогам сьогодення. Тому з позицій існування електро-гідромеханічних аналогій [1] доцільно застосувати термодинамічний підхід і

4. Муха Т.И., Януш Б.В., Цупиков А.П. Приводы машин: Справочник / Под ред. В.В.Длоугого. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.

5. Бабчук С.М. Модель контролю енергетичних параметрів дизельного привода ротора бурових установок // Науковий вісник Івано-Франківського технічного університету нафти і газу. – 2002. – № 1. – С. 60-63.

УДК 621.22+621.67+62.001.57

ПРЕДСТАВЛЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА У ВИГЛЯДІ ЧОТИРИПОЛЮСНИКА

В.С.Костишин, П.М.Николин

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 48003
e-mail: epeo@nuing.edu.ua*

На основани термодинамічного підходу розроблено математичну модель центробежного насоса в виде пасивного чотирьохполосника, определено параметри его схеми заміщення на основани електрогідравлічної аналогії, составлено банк расчётных параметров для серии центробежных насосов магистральных нефтепроводов.

On the basis of thermodynamic approach the centrifugal pump mathematical model as passive quadripole is worked out. Equivalent circuit parameters are defined based on electrohydraulic analogy. Design parameters bank is created for centrifugal pump series of oil – trunk pipelines.

Постановка проблеми, актуальність та доцільність досліджень. На сьогоднішній день дедалі відчутнішою стає залежність економіки держави від енергоосіб. Нафтогазова промисловість є однією із найбільш енергоємних галузей народного господарства. Тому тут є значні потенційні можливості для енергозбереження, зокрема, шляхом реалізації енергоефективних режимів роботи електроприводних насосних агрегатів, установлених на перекачувальних станціях магістральних нафтопроводів. Зазвичай в рух приводяться відцентрові насоси (ВН), визначення оптимальних параметрів режиму яких вимагає в свою чергу створення нових ефективних моделей, здатних адекватно відображати складні фізичні процеси енергоперетворень у машинах.

Одним із шляхів розв'язку цієї актуальної проблеми є використання термодинамічного підходу [4] до аналізу роботи як електромеханічних, так і гідромеханічних перетворювачів енергії, суть якого полягає у представленні цих машин у вигляді чотириполосника із сторони різної фізичної природи. Історично такий підхід був реалізований для електричних ма-

до моделювання гідромеханічних машин, зокрема, до ВН магістральних нафтопроводів.

Аналіз результатів останніх досліджень. Огляд літературних джерел та INTERNET засвідчив, що лише в останні десятиліття зроблено декілька спроб у використанні узагальненого термодинамічного підходу до моделювання довільного перетворювача енергії, зокрема, представленого в працях І.З.Щура, І.Ш.Когана, В.А.Еткіна, М.С.Сафонова [6-9]. Однак конкретних результатів в області гідромеханіки та ВН, зокрема, не отримано. Передумовою створення ефективною термодинамічної моделі ВН є також робота [1], в якій на основі теорії кіл Кірхгофа [2] запропонована схема заміщення гідромашини (рис. 1), що оперує із зосередженими комплексними параметрами. Реактивні опори x_i в цій схемі характеризують внутрішній енергообмін у машині, викликаний силами інерції, в той час як активні опори r_i – незворотні процеси, спричинені силами тертя та дисипації теплової енергії у докілья. Так, опори x_{mex} та r_{mex} враховують механічні втрати, x_i – внутрішній