

Воробйов Вадим Миколайович

УДК 622.24(054-82)

**УДОСКОНАЛЕННЯ ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ВИБІЙНОГО
ДВИГУНА ТА ПОКРАЩАННЯ УМОВ ЇЇ РОБОТИ**

Спеціальність 05.05.12 - Машини нафтової та газової
промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Івано-Франківськ - 2002

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Векерик Василь Іванович, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри теоретичної механіки, проректор з навчально-методичної роботи

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Малашенко Володимир Олександрович, національний університет "Львівська політехніка", професор кафедри "Деталі машин";



доктор технічних наук, професор
Заміховський Леонід Михайлович, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри "Комп'ютерних технологій в системах управління та автоматики".

Провідна установа ВАТ "Український нафтогазовий інститут"
Міністерства енергетики України (м. Київ).

Захис спеціалізова технічному вул. Карпат

2002 р. о "14" год. на засіданні національному Франківськ,

З дис Франківськ 76019, м. Іва

теці Івано- адресою:

Авто
Вчен
спеці
канд.



Актуальність теми. Національною програмою “Нафта і газ України до 2010 року” передбачено збільшити обсяги буріння на 74 %, у тому числі на газ – у 2,3 рази, на нафту – у 1,87 рази, розвідувального – у 1,44 рази. Виконання її як і більш довготривалих програм у цій галузі неможливе без досконалої бурильної техніки, зокрема вибійних двигунів, які знайшли широке застосування в усіх нафтогазових районах країни. На шляху подальшого підвищення технічного рівня турбобура велика частина стримуючих факторів припадає на недосконалість його опори та відсутність спеціальних пристроїв для її віброзахисту. Традиційні амортизатори, які застосовуються у компоновці з турбобуром, ще недостатньо ефективно захищають опору через відсутність властивості самопритосовувати свої параметри під зміну віброактивності пари «вибій – долото». Досягнути гарантованої рівномірності передачі осьового зусилля як по рядах опори шпинделя, так і по окремих тілах кочення в ряду до цього часу не вдалось. Це не дозволяє зменшити рідність опори та знизити частоту обертання шпинделя турбобура у зв'язку зі значною величиною руйнівного моменту сил, який припадає на подолання опору сил тертя. Тому розв'язання завдання по науковому обґрунтуванню шляхів боротьби з вказаними недоліками опори кочення шпинделя турбобура є актуальними. А вдосконалення опори шпинделя турбобура та її віброзахисту дозволить значно підвищити надійність функціонування вибійних двигунів та ефективність буріння нафтогазових свердловин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Матеріали дисертації використовувались при виконанні науково-дослідної держбюджетної теми «Наукові основи створення та раціональної експлуатації нафтогазового обладнання і інструменту» номер державної реєстрації № 0198U005778, яка входить в координаційний план Міністерства освіти і науки України “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, нафтогазопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини”. Вказаний план входить в національну програму “Нафта і газ України до 2010 року”.

Мета роботи. Наукове обґрунтування шляхів вдосконалення осьової опори кочення турбобура та покращання умов її роботи в системі “ долото - турбобур ”.

Основні завдання наукового дослідження.

1. Змоделювати та проаналізувати вплив нелінійної пружної характеристики опори шпинделя на роботу підсистеми "турбобур-бурильна колона".

2. Оцінити ефективність віброзахисту опори шпинделя турбобура за допомогою амортизатора оболонкового типу (АОТ) та обґрунтувати шляхи його вдосконалення.

3. Розробити схеми сепарації тіл кочення опори турбобура тілами кочення.

4. Удосконалити схеми вирівнювання попередньої затяжки пакетів кілець багаторядної опори, вирівнювання передачі осьового зусилля по рядах і тілах кочення опори шпинделя.

Об'єкт дослідження: опора шпинделя турбобура.

Предмет дослідження: динамічні процеси в опорі шпинделя турбобура.

Методи дослідження: моделювання роботи опори шпинделя турбобура з врахуванням її нелінійної пружної та дисипативної характеристик з використанням обчислювальної техніки та часткова перевірка отриманих результатів експериментально.

Наукова новизна. Проаналізована працездатність існуючої опори кочення турбобура з врахуванням нелінійності її пружної характеристики та науково обґрунтовані шляхи вдосконалення її конструкції та віброзахисту. При цьому:

- проведена оцінка кількості надлишкових зв'язків у осьовій насипній кулькоопорі з врахуванням кількості рядів;
- розроблена методика аналізу коливань опори та віброзахисних пристроїв, яка відрізняється від альтернативних застосуванням критеріальної форми та визначенням областей стійкості, коефіцієнтів передачі сил і реакцій;
- вперше проведено аналіз впливу нелінійної півкубічної пружної характеристики кулькоопори на осьові коливання елементів системи " долото - турбобур " у вигляді коефіцієнта передачі сил і реакції;
- проаналізована можливість використання амортизатора оболонкового типу для опори як об'єкта віброзахисту з нелінійною характеристикою;
- розроблена вдосконала комбінована схема вирівнювання попередньої затяжки пакетів кілець опори за рахунок ліквідації статичної невизначеності з використанням гідравлічного зрівноважувального пристрою та статично визначеного підп'ятника Мітчела;
- вдосколений метод вирівнювання передачі осьового зусилля на кожний з рядів опори за рахунок відповідного підбору матеріалів сусідніх дистанційних кілець опори при збереженні рівності їх діаметрів і висот;
- проведені теоретичні обґрунтування та вперше розроблена схема опори із сепарацією тіл кочення тілами кочення з різними конструктивними па-

раметрами із забезпеченням їх перскочування та зменшенням енергетичних витрат на тертя:

- доведена доцільність застосування еліптичної двоточкової форми фасонної твірної ролика в комбінованому кульково-роликовому підшипнику;
- вивчена специфіка роботи насипних опор у викривленій колоні. Виявлена можливість їх заклинювання в зонах, перпендикулярних до площини викривлення, і появи додаткової нерівномірності передачі осьових зусиль в ряді опори з переваженням кульок, що прилягають до центру викривлення.

Практичне значення одержаних результатів. Сукупність розроблених в дисертації положень:

- відкриває в кінцевому підсумку раціональний шлях значного покращання технічного рівня турбобура, зокрема за рахунок більш досконалої опори;
- створює вдосконалену методичну базу для оцінки ефективності застосування віброзахисних пристроїв за енергетичним впливом як на об'єкт, що захищається, так і на джерело коливань;
- формує наукові основи створення опор із вдосконаленою сепарацією тілами кочення при зменшенні втрат на тертя та напруг при контактні тіл кочення та при зменшенні кількості рядів;
- відкриває перспективи вдосконалення віброзахисних пристроїв нелінійних систем за критеріями саморегулювання залежно від інтенсивності коливань, зменшення коефіцієнта передачі динамічних зусиль через пристрій та збільшення повернення коливної енергії джерелу коливань.

Результати роботи впроваджені:

- у Калуській НГРЕГБ при визначенні раціональних режимів експлуатації турбобурів для буріння глибоких свердловин та при затиску пакету підшипників турбобура;
- в навчальному процесі при виконанні контрольних робіт студентами професійного напрямку “Інженерна механіка” з курсу “Історія інженерної діяльності”, в лекційних курсах “Основи конструювання”, “Динаміка машин, вібрації та віброзахист”, “Теорія механізмів і машин” та ін.
- у пристроях на рівні двох патентів.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Проведено аналіз недоліків конструкції опори турбобура та її віброзахисту на основі літературного та патентного пошуків [11]; проведено структурний аналіз насипної кулькоопори; зведено параметри жорсткості опори турбобура, потрібні для складання спрощеної моделі опори у вигляді ланки зведення з пружно-дисипативним зв'язком [7]; проаналізовано осьові вібрації кочення опори турбобура [7];

досліджена доцільність використання АОТ для захисту опори турбобура [1]; розроблено конструкцію несиметричного віброізолятора [2,5]; виведені енергетичні співвідношення при коливаннях долота з віброізолятором опори [4]; проведено аналіз впливу непрямої лінійності свердловини на кулькоопору [3]; вдосконалено спосіб рівномірного розподілу осьового зусилля по рядах кулькової опори турбобура [12]; розроблено теоретичні основи взаємного розташування сепаруючого та опорного тил кочення та форми повздовжньої твірної профілю ролика [8, 9, 10]; створено конструкцію принципово нової опори турбобура [6].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались на наступних конференціях і семінарах: на науково-практичній конференції “Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтового комплексу Західного регіону України” (м. Львів, 28-30 березня 1995 р.); на науково-технічній конференції “Механіка і нові технології” (м. Севастополь, 5-10 вересня 1995 р.); на XII, XIV міжнародних міжвузівських школах-семінарах “Методи і засоби технічної діагностики” (м. Івано-Франківськ, 1995, 1997 р.р.); на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1996, 1997 р.р.); на науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 96” (м. Харків, 14-16 травня 1996 р.); на першому Всеукраїнському з’їзді з теорії механізмів і машин “Теорія механізмів, машин і техносфера України XXI сторіччя” (м. Харків, 18-20 червня 1997 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 12 працях (серед них 7 одноосібно, 4 фахові, 2 патенти України на винаходи).

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, основних висновків. Матеріал викладено на 135 сторінках машинописного тексту; робота містить список використаних джерел із 113 позицій, 42 рисунки, 2 таблиці та 7 додатків.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність обраної теми, дається анотація роботи, де вказані основні положення, які визначають наукову новизну та практичне значення роботи.

У першому розділі наведений аналітичний огляд і обґрунтування вибору напрямків дослідження опори шпинделя турбобура та її віброзахисту. Показаний шлях поступового вдосконалення осьової опори як складової частини турбобура від звичайного радіально-упорного гумометалевого підшипника до багаторядного безсепараторного кулькопідшипника; і від гумометалевих неспеціальних до наддолотних віброзахисних пристроїв.

Відмічено, що в роботах по віброзахисту нелінійна пружна характеристика кульки не враховувалась і окремо опора не виділялась як об'єкт віброзахисту. Відмова від сепарації кульок за рахунок ковзання у вікнах сепаратора усунула тільки частину недоліків стандартного підшипника та породила нові, наприклад, багаторядність.

Аналіз виявив в рамках проблеми пошуку шляхів вдосконалення опори коло взаємопов'язаних завдань:

- структурний аналіз впливу відсутності сепарації на ступінь статичної невизначеності опори при різній кількості рядів;
- вивчення впливу нелінійності пружної характеристики кульки на коливання системи "долото-турбобур-колона";
- визначення ступеня віброзахисту опори за допомогою амортизатора оболонкового типу;
- наукове обґрунтування створення вдосконаленого віброізолятора опори та опори кочення з рівномірним розподілом осьової сили по рядах і тілах кочення.

У другому розділі розглядається аналіз впливу нелінійної пружної характеристики кульок на коливання елементів бурильної колони. Використана модель зведення, що наведена на рис. 1, для випадку гармонійного осьового кінематичного збудження коливань опори (по А.Х.Мірзаджан-заде). Рівнянню руху в критеріальній формі наданий вид

$$\ddot{x} + D_0 \dot{x} + x + \mu x^{3/2} = A \cos \eta \tau + B \sin \eta \tau, \quad (1)$$

де $D_0 = \frac{\xi}{\sqrt{cm}}$ - коефіцієнт демпфування;

$\mu = \frac{\beta}{\sqrt{c^3}} \sqrt[4]{(\alpha^2 + \gamma^2) m^2}$ - коефіцієнт нелінійної частини відновлюючої сили;

$\eta = \omega_{uc} \sqrt{\frac{m}{c}}$ - параметр розналагоджування;

$x = \frac{yc}{\sqrt{m^2(\alpha^2 + \gamma^2)}}$ - переміщення;

$\tau = t \sqrt{\frac{c}{m}}$ - час;

$A = \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}$ - прискорення косинусоїдної складової збуджуючої для опори сили долота;

$B = \frac{\gamma}{\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}$ - прискорення синусоїдної складової збудуючої для опори сили долота.

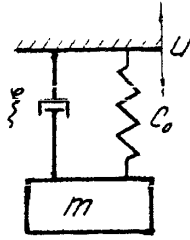


Рис. 1. Розрахункова схема зведення кінематичних збурень.

Для основного резонансу при фактичному значенні для турбобура D_0 і μ набагато менші за одиницю тому, розв'язок для вимушених коливань шукається у вигляді

$$x = a \cos \eta t + b \sin \eta t + z, \quad (2)$$

де z - враховує асиметрію віброграми через наявність змінного заглиблення вінця шарошки в породу; a , b і z - повільнозмінні функції часу (по А.Тондлу), які для усталеного режиму руху є сталими величинами.

Тому, користуючись системою рівнянь гармонійного балансу для цього випадку

$$\begin{cases} (1 - \eta^2 + 1.5\mu\sqrt{z})b - B - D_0\eta a = 0; \\ (\eta^2 - 1 - 1.5\mu\sqrt{z})a + A - D_0\eta b = 0; \\ \sqrt{z^5} + \mu z^3 + 0.5(a^2 + b^2) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

знайдені зони стійкості за допомогою вертикальних дотичних до амплітудних характеристик $L = f(\eta)$, де $L = \sqrt{a^2 + b^2}$, як геометричних критеріїв стійкості А.Тондла.

Реакція, яка буде передаватися від опори на інші частини бурильної колони, буде визначатися виразом

$$Q_b = \left\{ -D_0\eta(b\cos\eta\tau - a\sin\eta\tau) - a\cos\eta\tau - b\sin\eta\tau - z - \mu[a\cos\eta\tau + b\sin\eta\tau + z]^2 \right\} m\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} = - \left\{ D_0\eta\cos(\eta\tau + \zeta) + \sin(\eta\tau + \zeta) \right\} \sqrt{a^2 + b^2} + z + \mu \left[\sqrt{a^2 + b^2} \sin(\eta\tau + \zeta) + z \right]^2 \left\{ m\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} \right\} \quad (4)$$

де $\zeta = \arctg(a/b)$.

Коефіцієнт передачі сил (по К.В.Фролову):

$$K_{ck} = \frac{Q_{\max}}{m\sqrt{(A^2 + B^2)(\alpha^2 + \gamma^2)}} \quad (5)$$

Таким чином, встановлено кількість надлишкових в'язей, м'який характер жорсткосної характеристики опори та стійкий діапазон швидкості обертання вала шпинделя турбобура.

У третьому розділі вивчені можливості віброзахисту опори із застосуванням традиційних віброзахисних пристроїв, а також удосконалених. В якості традиційного амортизатора використаний амортизатор оболонкового типу (АОТ) з пружно-дисипативними характеристиками.

Аналіз проведено за методикою повільно змінюючих амплітуд. Оскільки характеристики АОТ нелінійні типа традиційно квадратичної залежності відновлюючої сили і не вивченої раніше лінійної залежності дисипативної сили одночасно від амплітуди і швидкості додатково до безрозмірних параметрів рівняння (1) введений новий параметр ϕ -нелінійної дисипації, а замість μ використаний M -параметр квадратичної складової відновлюючої сили. Тоді рівняння руху записується наступним чином:

$$\ddot{x} + D_0 \dot{x} + \phi x \dot{x} + x + Mx^2 = A\cos\eta\tau + B\sin\eta\tau \quad (6)$$

Система рівнянь гармонійного балансу набула вигляду

$$\begin{cases} -a(1 + 2Mz - \eta^2) - b(D_0 + \phi z)\eta + A = 0; \\ b(1 + 2Mz - \eta^2) - a(D_0 + \phi z)\eta - B = 0; \\ z + M[z^2 + (a^2 + b^2)] = 0; \end{cases} \quad (7)$$

а реакція-

$$Q_{АОТ} = -m \left\{ D_0\eta\cos(\eta\tau + \zeta) + \phi\eta[\sin(\eta\tau + \zeta) + z] + \cos(\eta\tau + \zeta) + \left[1 + M \left(z + \sqrt{a^2 + b^2} \sin(\eta\tau + \zeta) \right) \right] \sin(\eta\tau + \zeta) \right\} \quad (8)$$

і коефіцієнт передачі сил -

$$K_{cАОТ} = \frac{Q_{\max}}{m\sqrt{(A^2 + B^2)(\alpha^2 + \gamma^2)}} \quad (9)$$

Визначені зони стійкості використання АОТ.

Якщо коефіцієнт η розналагоджування вибраний в зонах стійкості, то потрібно вибрати з них таку стійку зону, де б коефіцієнт динамічності був би найменшим.

Порівнюючи коефіцієнти динамічності при однаковій максимальній збудуючій силі, встановлюється ефективність використання АОТ. Воно буде ефективним, якщо $K_{СК} / K_{САОТ} < 1$.

Вдосконалення віброзахисного пристрою здійснено в напрямку наділення його спроможністю автоматичної настройки своєї жорсткісної та демпфуючої характеристик в залежності від амплітуд джерела коливань. При збільшенні амплітуди жорсткість повинна нелінійно збільшуватися, щоб придушити амплітуду коливань долота та запобігти його відриву від вибою на фазі коливань "від вибою". На цій фазі інтенсивність розсіювання коливної енергії повинна збільшуватися. А на фазі руху до вибою ця інтенсивність повинна зменшуватися, щоб перерозподілом коливної енергії покращити умови руйнування породи долотом на вибої. На рис.2 наведена схема вдосконаленого пристрою несиметричного віброізолятора, що задовільняє поставленим завданням, при розміщенні знизу опори в стиснутій зоні колони.

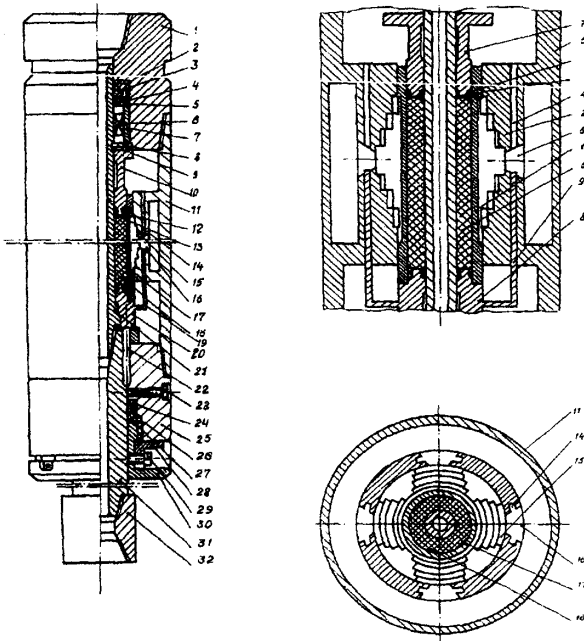


Рис. 2. Несиметричний віброізолятор.

1 - перевідник; 2 - диск; 3 – манжета; 4 – диск; 5 - ущільнюоче кільце; 6 – плаваючий поршень; 7 – втулка; 8 – кільце; 9 – стопорне кільце; 10 - верхній кільцевий поршень; 11 – корпус; 12 - зовнішнє розрізне ущільнюоче кільце; 13 - внутрішнє розрізне ущільнюоче кільце; 14 – напрямні; 15 – змінна втулка; 16 – вікно; 17 – тонкостінна оболонка; 18 еластичний наповнювач; 19 – пелюстки; 20 – нижній кільцевий поршень; 21 – ствол пристрою; 22 – полець; 23 – заглушка; 24 – кільце; 25 – зовнішня півмуфта; 26 сальникова набивка; 27 – кільце; 28 – стопорна планка; 29 – болт; 30 – втулка; 31 – внутрішня півмуфта; 32 – перевідник.

Для нього проаналізовані енергетичні співвідношення при коливаннях долота на всіх фазах, фізична природа розслаблення попередньої затяжки осьової кулькоопори вала шпинделя турбобура, аналітично визначені реакції і коефіцієнти передачі сил на різних фазах процесу коливання.

Науково обгрунтовані умови ефективного використання коливної енергії для покращання процесу руйнування породи долотом, яка зводиться до наступного. Не маючи можливості через нелінійність досягнути резонансної зони, де можна повністю реалізувати менший віброзахист з досягненням $K_c < 1$, в дорезонансній зоні K_c потрібно мати якомога ближчим до 1; середню потужність потрібно мати якомога меншою, а амплітуду і фазу власних коливань несиметричного віброізолятора – якомога більшими на фазі вібропереміщення до вибою. Хоча кінетична та потенціальна енергії має, що коливаються в просторі з частотою, яка дорівнює подвійній власній частоті системи, енергія, що потрібна для підтримки коливань, удвічі за цикл “тече” від джерела до віброізолятора (коли потужність, що розвивається джерелом, додатня), і двічі вона “тече” від віброізолятора до долота (коли коливна потужність, що розвивається долотом, від’ємна).

Тому на фазі вібропереміщення до опори потрібно мати “від’ємну” енергію якомога меншою, а на фазі повернення до долота - ту ж енергію, якомога більшою. У несиметричному віброізоляторі це досягається за рахунок різниці дисипації. При вібропереміщенні від долота енергія коливань інтенсивно розсіюється завдяки наявності гострої кромки для витиснення робочого тіла з АОТ, а також зменшенню площі вихідних вікон. При зворотньому переміщенні інтенсивність розсіювання різко (до 5 разів) зменшується через вікна тепер вже всмоктування, що виконані за профілем вільного струменя і площа яких збільшується в функції амплітуди.

У четвертому розділі висвітлюється питання наукового обгрунтування конструкторських шляхів вдосконалення опори в напрямку забезпечення більш рівномірної передачі осьового зусилля на кожне тіло кочення та на кожний ряд, однакової затяжки пакетів кілець вала та корпусу і виключення можливості взаємного торкання тіл кочення.

Вирівнювання навантаження кожного тіла кочення в ряду пропонується здійснити за допомогою відомого в загальному машинобудуванні підп'ятника Мітчела з розрізними напрямляючими сегментами нерівного торцевого скосу (під кутами φ і ψ). Приводяться відповідні аналітичні викладки необхідних умов для забезпечення самовстановлення сегментів і тіл кочення. Несуча спроможність такого підп'ятника збільшується в 6 - 8 разів, а втрати на тертя зменшуються в 10 - 20 разів, ніж у підп'ятника з суцільним напрямляючим кільцем. Це дає можливість відповідно в 6 - 8 разів зменшити число рядів при вказаному зменшенні енергетичних втрат на тертя.

Проведений аналіз характерних недоліків незалежної затяжки пакетів кілець корпусу та вала турбобура, основними з яких є: неузгодження розслаблення попередньої затяжки, що виникає в елементах вала першого ряду опори і пакета кілець корпусу; поява додаткової зміни нерівномірності передачі осьового зусилля по рядах; можливість перезатяжки одного пакета і недотяжки другого; не виключення антирезонанса коливань двох різних за масою та жорсткістю систем. З метою усунення або послаблення прояву цих недоліків використаний метод гідравлічного вирівнювального пристрою, що запропонований С.М.Кожевниковим для розв'язання статичної невизначеності по рядах тандемного підшипника металургійного прошивного трубного стану. На відміну від прототипу для опори турбобура статичну невизначеність потрібно розв'язати між об'єктами, один з яких рухається – пакет кілець вала, а другий не рухається – пакет кілець корпусу. Тому виникло специфічне завдання, яке було розв'язане за допомогою комбінованого застосування підп'ятника Мітчела та гідравлічного зрівняльного пристрою С.М.Кожевникова. Ця комбінація гарантує однаковий розподіл осьового навантаження по вказаних пакетах.

Рівномірний розподіл осьового зусилля по рядах багаторядної опори по Б.В.Кузіну обмежується 5 - 6 рядами. Однак запропоноване ним співвідношення жорсткостей

$$\mu = C_2 / C_4 = i/j - 1, \quad (10)$$

де C_2 – жорсткість внутрішнього дистанційного кільця j -го ряду;

C_4 – те ж зовнішнього дистанційного кільця $j+1$ ряду;

i – кількість рядів опори,

може бути досягнуто при сьогодиньшому рівні технології за рахунок відповідного підбору модулів пружностей матеріалів E_2 і E_4 при збереженні незмінних співвідношень між площами перерізів $F_2 = F_4 = F$, тобто

$$\mu = E_{2j} / E_{4j+1} = i / j. \quad (11)$$

У дисертації знайдені значення для кожного ряду для 2...15 - рядних опор та показано, що конструкційні матеріали дозволяють досягнути діапазон μ від 1/65 до 65. А потрібний для роботи турбобура діапазон μ коливається в межах від 1/14 до 14. Перевага цього методу полягає в розширенні обмеження на кількість рядів існуючих опор турбобура і в забезпеченні як уніфікації розмірів кілець так і герметизації їх з'єднання між собою.

Окремий розділ присвячений аналізу впливу непрямолінійності свердловини на орієнтацію кульок на доріжках напрямляючих кілець. Доведено, що наслідком цього викривлення є отримання дистанційними кільцями форми неправильного еліптичного кільця, більші вісі якого дорівнюють радіусам недеформованого колового кільця, менші вісі, що розташовані ближче до центра кривини колони, за абсолютним значенням менші, ніж малі вісі ділянок цих кілець, що розташовані далі від центра кривини колони. Через таке викривлення форми внутрішніх та зовнішніх кілець кульки витискуються в зону бігової доріжки більшої півосі еліпсів до притиснення один до другого з втрапою можливості перекочування. Негативним проявом непрямолінійності колони буде також переорієнтація осевого зусилля на кульки, що розташовані ближче до центра кривини колони.

З метою запобігання контакту кульок між собою проаналізований відомий принцип сепарації опорних кульок допоміжними сепаруючими, що розташовуються на нерухомій біговій доріжці між опорними. Проаналізовані геометричні співвідношення взаємодіючих ланок з умови забезпечення кочення та недоліки сепарації кульок кульками. Вперше обгрунтовані умови вдосконаленої сепарації кульок роликками або роликів кульками, включаючи використання і конічних роликів. Для останнього варіанту кулько-роликової опори умова відсутності ковзання отримана у вигляді

$$(r_k - h_k) / r_{3\max} = (\Pi_{10}\Pi_{13}) / (\Pi_{30}\Pi_{13}), \quad (12)$$

де r_k – радіус кульки ;

$r_{3\max}$ – радіус контакту кочення ролика з кулькою ;

$(\Pi_{10}\Pi_{13})$ і $(\Pi_{30}\Pi_{13})$ – відносні полюсні відстані відповідно кульки і ролика ;

h_k – глибина напрямляючої доріжки.

Ролик не повинен торкатися точок меридіанного січення кульки, тому у горловому перерізі ролик повинен мати зазор з кулькою. Діаметр частини ролика, що перекочується по нерухомому кільці, повинен бути

максимальним. Таким чином, ролик має складну твірну, що паралельна осі обертання, що являє собою комбінацію прямої лінії з профільною.

Для вибору профільної частини ролика вибрані критерії зменшення контактних деформацій та втрат на диференційне тертя.

Використовуючи відомі співвідношення вгнуто-опуклого контакту зачеплення М.Л.Новікова, мінімізація контактних напруг досягнута вибором співвідношення $0.9 - 0.95$ радіуса кривизни кульки до радіуса кривизни профіля ролика. А з врахуванням найвужчого січення ролика профільна частина його вибрана еліптичною з двома точками контакту, радіус кривизни ρ якого в точці з координатами x і z описується виразом

$$\rho = (B^4 - B^2x^2 + A^2z^2)^{1.5} / AB^4, \quad (13)$$

де A і B – відповідно велика та мала півосі еліпса, що відповідають умові

$$B^2 / A < r_k, \quad (14)$$

де r_k – радіус кульки.

Обґрунтовані всі інші параметри еліптичної кривої. Причому по такому ж профілю потрібно виконати і бігові доріжки напрямляючих кілець для кульки замість традиційної клинної плоскої.

Приведені експериментальні підтвердження зниження максимальних тисків в заданому діапазоні зміни навантажень. Оскільки миттєві вісі обертання кульки відносно жолоба і ролика проходять поблизу зон максимального тиску, то зменшуються втрати енергії та диференційне проковзування. Розроблена методика та проведено порівняння моментів опору провороту турбобура на насипній та кулько-роликовій опорі. Останній показав, що в кулько-роликовій опорі момент сил тертя приблизно на порядок менший ніж в насипній.

Крім цього кулько-роликова опора переважає насипну по кількості рядів $1.5 - 2$ рази ; по ресурсу в $3 - 4$ рази при зменшених втратах енергії на тертя. Кульки утримують ролики від зміщення вздовж осі обертання, тому відпадає необхідність в пристроях запобігання торкання торців роликів з кільцями. Кулько-роликова опора набуває властивість сприймати як осьове, так і радіальне навантаження.

Експериментальні дослідження жорсткості пари “кулька-ролик” підтвердили теоретичні положення.

Висновки

В результаті проведених досліджень науково обґрунтовані шляхи подальшого вдосконалення осьової опори кочення вала шпінделя турбоббура та умов її роботи.

1. Вперше змодельовано та проаналізовано вплив півкубічної пружної характеристики опори на підсистему “долото-опора шпінделя турбобура-турбобур”. При цьому встановлено, що насипна опора має від 229 до 1848 надлишкових в’язей, тому доцільним є моделювання опори зведеною ланкою та зведеним зв’язком; залежність зведеного коефіцієнту жорсткості опори від навантаження має м’яку нелінійну характеристику; нелінійна пружна характеристика опори насипного типу обмежує стійкій режим експлуатаційної швидкості обертання вала шпінделя турбобура, який визначається з системи рівнянь (3).

2. Оцінено ефективність віброзахисту опори за допомогою амортизатора оболонкового типу, синтезовано та якісно проаналізовано вдосконалений віброізолятор. При цьому встановлено, що віброзахисний пристрій буде ефективним, якщо експлуатаційна швидкість обертання вала шпінделя турбобура буде задовільняти нерівності $\eta \geq \eta_0$; віброзахисний пристрій типу АОТ спроможний дещо розширити зону стійкості гармонійних коливань у порівнянні з коливаннями кулькоопори без АОТ, але він малоефективний щодо повернення частки коливної енергії долоту для підвищення ефективності руйнування породи долотом; миттєва потужність коливань, що передається від долота, являє собою косинусоїдну функцію, яка змінюється з частотою, в два рази більшою за частоту коливань; у віброізоляторі несиметричного типу досягається збільшення абсолютної величини від’ємного значення змінної частини потужності за рахунок відповідного перерозподілу співвідношення амплітуди r_0 , і кута ζ_i зсуву фази при збереженні забезпечення зони стійкості, яку дає пристрій типу АОТ, а також забезпечується саморегулювання власних параметрів пристрою під зміну амплітуди коливань у певних межах; незалежний натяг пакетів кілець насипної опори окремо для вала та корпусу призводить до нерівномірності передачі зусиль на пакети, перевантаженості нижнього ряду кульок і до формування небажаного режиму роботи внутрішнього напрямного кільця.

3. Вдосконалений метод вирівнювання передачі осьового зусилля на кожний з рядів опори за рахунок відповідного підбору матеріалів сусідніх дистанційних кілець опори при збереженні рівності їх діаметрів і висот. Це дозволяє зменшити кількість рядів опори та зберегти герметизацію опори.

4. Проведені теоретичні обґрунтування та вперше розроблена схема опори із сепарацією тіл кочення тілами кочення із забезпеченням їх перекочу-

вання та зменшенням енергетичних витрат на тертя, що відкриває перспективи зниження числа обертів вала турбобура. Застосування її можливе як для осьової, так і для середньої опори. При цьому встановлено, що доцільне застосування еліптичної з двоточковим торканням форми фасонної твірної ролика в комбінованому кульково-роликовому підшипнику; з метою підвищення ресурсу роботи опори та зменшення контактних напруг в парі "кулька-ролик" розробленої кульково-роликової опори потрібно вибирати в точках контакту співвідношення між радіусом повздовжньої твірної та радіусом кульки рівне 1,1, а форму фасонної частини ролика - еліптичною з контактом в двох точках.

5. Для зменшення кількості рядів опори потрібно використати або кульково-роликову опору, в якій конічний ролик є опорним, або послідовно з'єднаний підп'ятник Мітчела. Вони здатні зменшити в 5-8 разів енергетичні втрати на тертя та в 2-7 разів кількість рядів.

Основний зміст роботи викладено у наступних друкованих працях:

1. Воробйов В.М. Віброзахист кулькоопори турбобура за допомогою амортизатора оболонкового типу// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 153-157.

2. Воробйов В.М. До розробки перспективного віброізолятора опори турбобура// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 157-160.

3. Воробйов В.М. Рівномірність розподілу осьового навантаження в насипній опорі кочення турбобура// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 149-153.

4. Воробйов В.М. Енергетичні співвідношення при коливанні долота з віброізолятором опори// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.-Івано-Франківськ, 1998.- № 35.- Том 4.- С. 141-146.

5. Патент України 23827 А, МКВ Е 21 В 17/07. Віброзахисний пристрій опори турбобура/ Воробйов В.М., Воробйов М.С., Векерик В.І. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 97052172; Заявл. 12.05.97; Опубл. 31.08.98, Бюл. №4.- 5 с.

6. Патент України 25390 А, МКВ F 16C 19/00. Кульково-роликова опора кочення/ Воробйов В.М., Воробйов М.С., Векерик В.І. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 96031154; Заявл. 23.06.96; Опубл. 25.12.98, Бюл. №6.- 3 с.

7. Воробйов В.М. Перспективні шляхи підвищення надійності опори турбобура//Методи і засоби технічної діагностики: Зб. матеріалів XII міжнародної міжвуз. школи-семінару.- Івано-Франківськ, 1995.- С. 168-170.

8. Воробійов М.С., Воробійов В.М. Підшипники з сепарацією тілами кочення як нова елементна база нафтового обладнання// Нафтогазова промисловість.- Івано-Франківськ, 1999.- Вип. 2.- С. 8-10.

9. Воробійов В.М., Векерик В.І. Проектне забезпечення надійності кульково-роликової опори//Методи і засоби технічної діагностики: Зб. праць XIV міжнародної міжвуз. школи-семінару.- Івано-Франківськ, 1997.- С. 225-227.

10. Воробійов М.С., Воробійов В.М., Воробійов О.М. Перспективні кульково-роликові механізми із замкненим енергетичним потоком// Теорія механізмів, машин і техносфера України XXI сторіччя: Матеріали з'їзду.- Харків, 1997.- С.13.

11. Воробійов В.М. Вдосконалення конструкції опори вибійних двигунів// Нафта і газ України-96: Матеріали науково-практичної конференції.- Харків, 1996.- С. 207-208.

12. Воробійов В.М. До питання про рівномірний розподіл осьового зусилля по рядах опори турбобура// Тез. доп. наук.-техн. конф. проф.- викладацького складу ун-ту нафти і газу.- Івано-Франківськ, 1997.- С. 116.

АНОТАЦІЯ

Воробійов В.М. “Удосконалення опори шпинделя вибійного двигуна та покращання умов її роботи”. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2002.

Робота присвячена питанням удосконалення опори шпинделя вибійного двигуна та покращання умов її роботи шляхом збільшення рівномірності розподілу сили затяжки елементів підсистем вала та корпусу, осьового зусилля як по тілах кочення, так і по рядах, зменшення числа рядів та підвищення ефективності віброзахисту. Наведені результати: наукового обґрунтування покращання умов роботи опори шпинделя вибійного двигуна створенням на рівні патентів вдосконаленого віброзахисного пристрою опори та нової кульково-роликової опори; експериментального пошуку раціональної форми повздожньої твірної сепаруючого ролика. Показано вплив як нерівномірної затяжки елементів систем вала та корпусу опори, так і вібрації на розслаблення. Обґрунтовано можливість створення вдосконаленої системи забезпечення більш рівномірної затяжки та передачі осьового зусилля на тіла кочення за рахунок використання під'ятника Мітчела, а по рядах – за рахунок підбору матеріалів сусідніх кілець пакету підшипників.

Ключові слова: опора шпинделя, турбобур, віброзахист, сепаруючий ролик, сила затяжки.

Annotatin

Vorobyov V.M. "The modification of bottom motor spindle bearing and improvement of its operation conditions".

The dissertation for getting the candidate degree in engineering speciality – 05.05.12 – mashines of oil and gas industry. Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas. Ivano-Frankivsk, 2002.

The work is devoted to the problems of modification of bottom motor spindle bearing and improvement of its operation conditions by means of distribution uniformity of tightening force of shaft and frame subsystem elements, axial force on both roller bodies and rows, decreasing of row number increasing of resistance to vibration efficiency. There have been given the results of scientific validity of improvement of work conditions of bottom motor spindle bearing by creating on the patent level improved vibrorresistant bearing devices and new roller ball bearing. The experimental search for rational form of longitudinal generatrix of separating roller has also been given.

The influence of irregular tightening of shaft elements and frame bearing systems as well as vibrations on relaxation has been shown. Ground were given to the possibility of creating improved system for providing more regular tightening and axial force transmission on roller bodies using Mitchel's axial bearing while on rows – by selecting mateial of bearing packet rings.

Key words: spindle bearing, bottom motor, resistance to vibration, separating roller, tightening force.

Аннотация

Воробьёв В.Н. Усовершенствование опоры шпинделя забойного двигателя и улучшение условий её работы. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, 2002.

Диссертация состоит из введения, четырёх разделов, выводов, списка использованных источников и приложений.

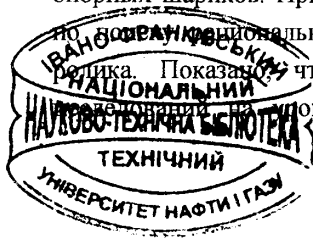
Первый раздел посвящён анализу состояния исследований по рассматриваемому вопросу и анализу условий работы опоры забойного двигателя.

Установлено, что основными причинами ограниченного ресурса работы опоры являются: отсутствие сепарации тел качения, неравномерность распределения осевой силы по рядам и телам качения, а также недостаточная эффективность виброзащиты опоры, малая изученность влияния нелинейностей на её динамические процессы в системе “долото-опора-двигатель”. Обоснованы задачи исследований.

Во втором разделе проведен анализ влияния нелинейности упругой характеристики тел качения осевой опоры на колебания остальных элементов буровой колонны. Определён диапазон угловых скоростей вращения долота, при котором будет отсутствовать срыв амплитуды основных колебаний (зона стойкости).

В третьем разделе проанализирована возможность виброзащиты опоры шпинделя как традиционным амортизатором оболочечного типа, так и усовершенствованным виброзащитным устройством. Усовершенствование достигнуто за счёт придания устройству возможности нелинейно самоизменять свою жёсткость и демпфировать в большей мере колебания при виброперемещении подвижного элемента демпфера в направлении от долота. Приведена схема усовершенствованного на уровне патента Украины виброзащитного устройства.

В четвёртом разделе разработаны вопросы научного обоснования усовершенствования конструкции опоры в направлении выравнивания передачи осевого усилия на тела качения и ряды, а силы предварительной затяжки – на элементы системы вала и корпуса, а также избежания взаимного скольжения тел качения. Равномерность передачи осевого усилия в ряду предлагается обеспечить модернизацией опоры за счёт использования подпятника Митчела, а по рядах – подбором материала соседних колец и усовершенствованного в данной работе гидравлического выравнивающего устройства Кожевникова С.Н. На основе проведенного анализа взаимодействия элементов опоры в непрямолинейной скважине избежание скольжения тел качения достигнуто за счёт использования в качестве сепаратора тела качения другого типа, например, сепарирующих роликов для опорных шариков. Приведены результаты экспериментальных исследований по оптимизации формы продольной образующей сепарирующего тела качения. Показано, что разработанная по результатам диссертационных исследований шарико-роликовая опора на уровне патента Украины шарико-роликовая опора, по



сравнению с традиционной позволяет уменьшить энергетические потери на порядок, количество рядов в 1.5-2 раза, а ресурс работы повысить в 3-4 раза.

Ключевые слова: опора шпинделя, турбобур, виброзащита, сепарирующий ролик, сила затяжки.