

ВСТУП

Видобування нафти за допомогою штангових глибинно-насосних установок (ШГНУ) широко розповсюджене у вітчизняній та зарубіжній нафтовій промисловості і відіграє провідну роль у порівнянні з іншими методами нафтовидобування. Це зумовлене насамперед простотою конструкції та невибагливістю в експлуатації верстата-качалки. На території України розташована значна кількість нафтових свердловин, обладнаних ШГНУ (за допомогою ШГНУ видобувається близько половини всієї нафти), причому спостерігається тенденція до зростання кількості відмов та аварійних станів, що пояснюється насамперед тривалим терміном їх експлуатації (20-30 років).

Аналіз сучасного стану методів діагностування ШГНУ показує, що найбільш розповсюдженим залишається динамографічний метод, якому попри беззаперечні переваги (простота, оперативність, точність), притаманний ряд недоліків, пов'язаних із діагностуванням стану наземного обладнання та визначенням ступеня зрівноваженості верстата-качалки (ВК). Сьогодні діагностування ШГНУ здійснюється переважно з використанням переносних гідравлічних динамографів, які є складними в експлуатації та не забезпечують можливості автоматизованої обробки вимірних даних. Якість динамографічних методів діагностування, що використовуються на практиці, залежить від досвіду персоналу і, в значній мірі, від суб'єктивних факторів, що спричиняють похибку при розпізнаванні динамограм та віднесенні їх до заздалегідь визначених класів дефектів.

Ватметрографічні методи діагностування, початок розробки яких припав на 60-і роки ХХ століття, не набули свого поширення через низьку точність виділення діагностичної інформації про стан підземного устаткування та необхідність використання для цього дорогого на той час обчислювального обладнання. Водночас у ватметрограмі міститься важлива додаткова інформація про стан механізмів наземної частини ШГНУ. Виділення інформації про стан підземного та наземного обладнання вимагає підвищеної точності вимірювання ватметрограми та розрахунку з неї моментограми для привідного двигуна ШГНУ.

У зв'язку з вищевикладеним актуальними є завдання вдосконалення динамометричних методів автоматизованого діагностування ШГНУ та створення на їх основі сучасних технічних засобів динамометрування, а також вдосконалення ватметрографічного методу діагностування ШГНУ в аспекті створення діагностичних моделей, що враховують максимальну кількість впливових факторів, та підвищення точності вимірювання ватметрограм.

1. ШТАНГОВА ГЛИБИННО-НАСОСНА УСТАНОВКА ЯК ОБ'ЄКТ ДІАГНОСТУВАННЯ

1.1 Будова ШГНУ

Штангова глибинно-насосна установка (ШГНУ) призначена для видобутку нафти з мало - і середньодобітних свердловин. Сучасні ШГНУ дозволяють експлуатувати свердловини глибиною до 3500м. Штангова насосна установка складається з наземного і підземного обладнання [1,2,3,4].

Підземне обладнання включає: штанговий свердловинний насос з нерухомим приймальним клапаном на нижньому кінці циліндра і нагнітальним клапаном на верхньому кінці поршня-плунжера, насосні штанги і насосно-компресорні труби (НКТ).

В наземне обладнання входить верстат-качалка, який складається з електродвигуна, кривошипа, шатуна, балансира, гирлового сальника, гирлової обв'язки і трійника .

Верстат-качалка надає штангам зворотньо-поступального руху. Існує значна кількість конструкцій верстатів-качалок, відмінних між собою за кінематичною схемою. Одна з поширених конструкцій верстата-качалки наведена на рис.1.1.



Рис. 1.1 Типова наземна частина ШГНУ

Верстат-качалка має гнучку канатну підвіску для з'єднання з верхнім кінцем полірованого штока і поворотну головку балансира для проходження спуско-підіймальних механізмів при підземному ремонті.

Балансир гойдається на поперечній осі, закріпленій в підшипниках, і з'єднується з двома масивними кривошипами за допомогою двох шатунів, що розташовані по обидві сторони редуктора. Кривошипи з рухомими противагами можуть переміщуватися відносно осі обертання головного вала редуктора на певну відстань вздовж кривошипів. Противаги використовуються для зменшення нерівномірності навантаження на привідний електродвигун при робочому циклі верстата-качалки.

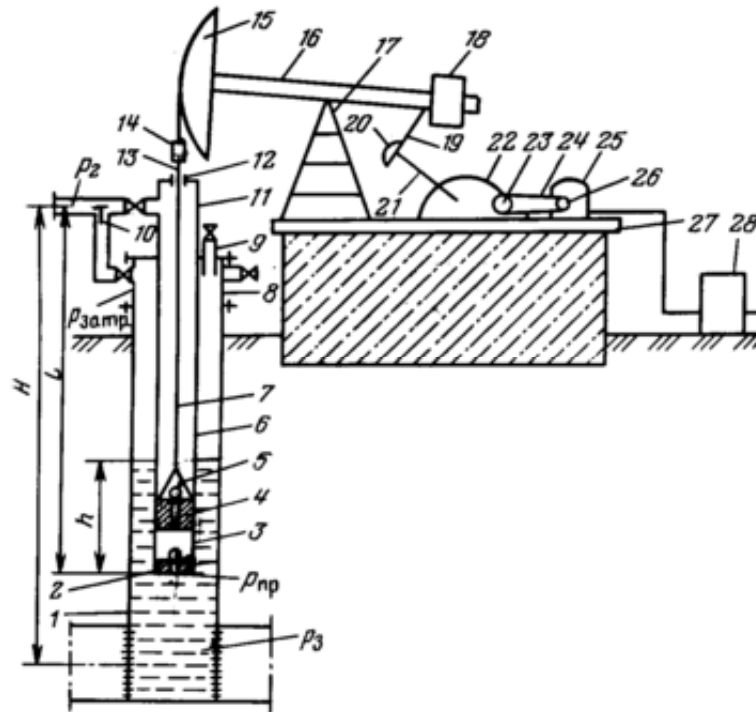


Рис. 1.2 Схема штангової глибинно-насосної установки:

1 – експлуатаційна колона; 2 – приймальний клапан; 3 – циліндр насоса; 4 – плунжер; 5 – нагнітаючий клапан; 6 – насосно-компресорні труби; 7 – насосні штанги; 8 – хрестовина; 9 – гирловий патрубок; 10 – зворотній клапан для пропуску газу; 11 – трійник; 12 – гирловий сальник; 13 – гирловий шток; 14 – канатна підвіска; 15 – головка балансира; 16 – балансир; 17 – стійка; 18 – балансирна противага; 19 – шатун; 20 – кривошипна противага; 21 – кривошип; 22 – редуктор; 23 – ведений шків; 24 – клиноремінна передача; 25 – електродвигун; 26 – ведучий шків; 27 – рама; 28 – блок управління.

Редуктор з постійним передавальним числом має трансмісійний вал, на одному кінці якого передбачено трансмісійний шків, з'єднаний клиноремінною передачею з малим

шківом електродвигуна, а на іншому кінці цього валу міститься гальмівний барабан. Опорний підшипник балансира закріплений на металічній основі - піраміді.

Всі елементи верстата-качалки - піраміда, редуктор, електродвигун - закріплюються на бетонному фундаменті. Верстат-качалка оснащений гальмівним пристроєм для утримування балансира і кривошипів в будь-якому необхідному положенні. Точка з'єднання шатуна з кривошипом може міняти свою віддаль відносно центру обертання перестановкою пальця кривошипа в інший отвір. Це дозволяє ступінчасто змінювати амплітуду качань балансира, тобто довжину ходу штанг.

Підземна частина ШГНУ представлена штанговим насосом, що складається з довгого циліндра (довжина становить 2-4 м), на нижньому кінці якого закріплено нерухомий приймальний клапан, який відкривається при ході вниз. Циліндр підвішується на трубах. В циліндрі переміщується поршень (плунжер), виконаний у вигляді довгої обробленої труби. Плунжер має нагнітальний клапан, що відкривається при ході вгору. Плунжер підвішується на штангах. Довжина ходу плунжера в залежності від виконання може коливатися, в основному, в межах від 800 мм до 4500 мм, діаметр плунжера – від 29 до 57 мм. Маса насоса сягає від 36 до 135 кг. При вказаній довжині, обмежених діаметрах та значній довжині штангової колони, яка зв'язана з плунжером, така насосна установка володіє значно меншою жорсткістю, ніж звичайні поршневі насоси такої ж продуктивності.

Робота штангового насоса (рис. 1.3) проходить в кілька етапів. Спочатку, при русі плунжера 4 в верх, під дією тиску на прийомі насосу відкривається приймальний клапан 2 і рідина з пласта заповнює циліндр насоса. При цьому нагнітаючий клапан 5 закритий і стовп рідини рухається вгору на висоту довжини ходу плунжера. При русі точки підвісу штанг вниз відбувається стиск штанг і вага стовпа рідини передається на труби. Під час ходу плунжера вниз приймальний клапан 2 закривається, а нагнітаючий клапан 5 відкривається. Таким чином, плунжер з відкритим нагнітаючим клапаном заглиблюється в рідину. В цей момент приймальний клапан залишається закритим і не допускає перетоку рідини з циліндра насоса назад у пласт.

При черговому ході в верх нагнітаючий клапан 5 під дією тиску рідини над плунжером закривається. Плунжер підіймає

рідину на висоту, яка визначається довжиною ходу. Накопичена над плунжером рідина досягає гирла свердловини і через трійник подається в нафтозбірну мережу. Більш детально схема глибинного насоса наведена на рис.1.3.

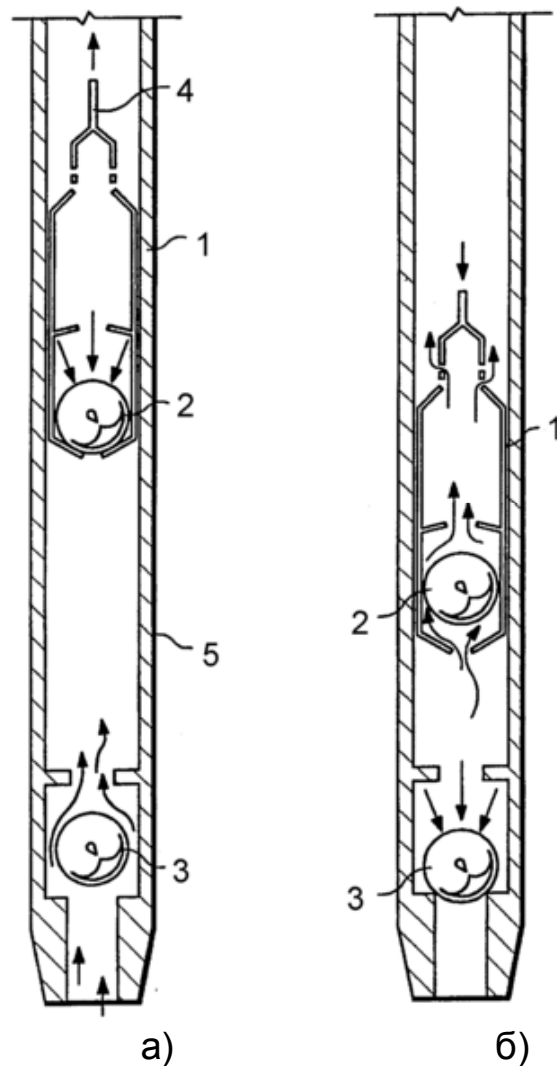


Рис. 1.3 Робочі фази глибинного насоса: а) рух штанги вгору;
б) рух штанги вниз

Тут (1) – плунжер, (2)–нагнітальний кульковий клапан, (3) – приймальний кульковий клапан, (4) – штанга, (5) – корпус насоса. Стрілками показаний перетік нафти при: а) русі штоку вгору, коли рідина всмоктується в підплунжерний простір з зовнішнього середовища і одночасно піднімається на "крок" вгору; б) русі штоку вниз, коли рідина перетікає в надплунжерний простір. Слід зауважити, що в першому випадку вага стовпа рідини припадає на верхній нагнітальний клапан і штанги, а в другому – на приймальний клапан і корпус насоса, безпосередньо з'єднаного з колоною насосно-компресорних труб. Внаслідок великої

протяжності цих об'єктів (до $3 \cdot 10^3$ м) та ваги стовпа рідини, що припадає на них ($> 1 \cdot 10^3$ кг), має місце розтяг колони НКТ та штанг.

Такому розтягу притаманні коливальні процеси, які спотворюють дійсну форму динамограми, виміряної на поверхні, порівняно із плунжерною динамограмою, виміряною в точці приєднання плунжера глибинного насоса до штангової колони ШГНУ. Такі коливальні процеси мають місце в тим більшій мірі, чим глибша свердловина. При цьому аналіз динамограм з глибоких свердловин може становити значні труднощі і потребувати застосувань машинно-аналітичних засобів обробки або значного досвіду експерта.

1.2 Дефекти вузлів ШГНУ і причини, що їх зумовлюють

Проведення досліджень по виявленню джерел і умов, які сприяють виникненню і розвитку дефектів ШГНУ так само, як і виявлення різних видів її відмов, є першим етапом розробки методології діагностування будь-якого об'єкту. Ці дослідження служать основою подальшої розробки методу контролю роботоздатності ШГНУ і є обов'язковою ланкою в загальному ланцюгу подальшої розробки, вдосконалення конструкції, виготовлення, експлуатації і ремонту вузлів ШГНУ.

Детальний опис дефектів ШГНУ та факторів, що їх зумовлюють, можна знайти у [5, 6, 7]. Загалом фактори, які обумовлюють виникнення відмов ШГНУ, можна звести до класифікації, наведеної в [8] стосовно електроустановок для видобутку нафти. Згідно даної класифікації, *конструкторські* фактори відображають невдалі конструкторські рішення і недосконалий вибір параметрів контролю і захисту (вони поетапно ліквідуються в процесі подальшої модернізації вузлів установки); *технологічні* визначаються рівнем конкретних виробництв і технологічністю конструкції, а також рівнем стабільності виробництва вузлів установки; *експлуатаційні* пов'язані з умовами експлуатації ШГНУ; *людський* фактор відображає поведінку персоналу під час обслуговування, ремонту, експлуатації ШГНУ (неправильні дії, недотримання ТУ, відсутність уважності, недбалість та ін.).

На рис. 1.4 наведено узагальнену схему виникнення і розвитку дефектів ШГНУ.

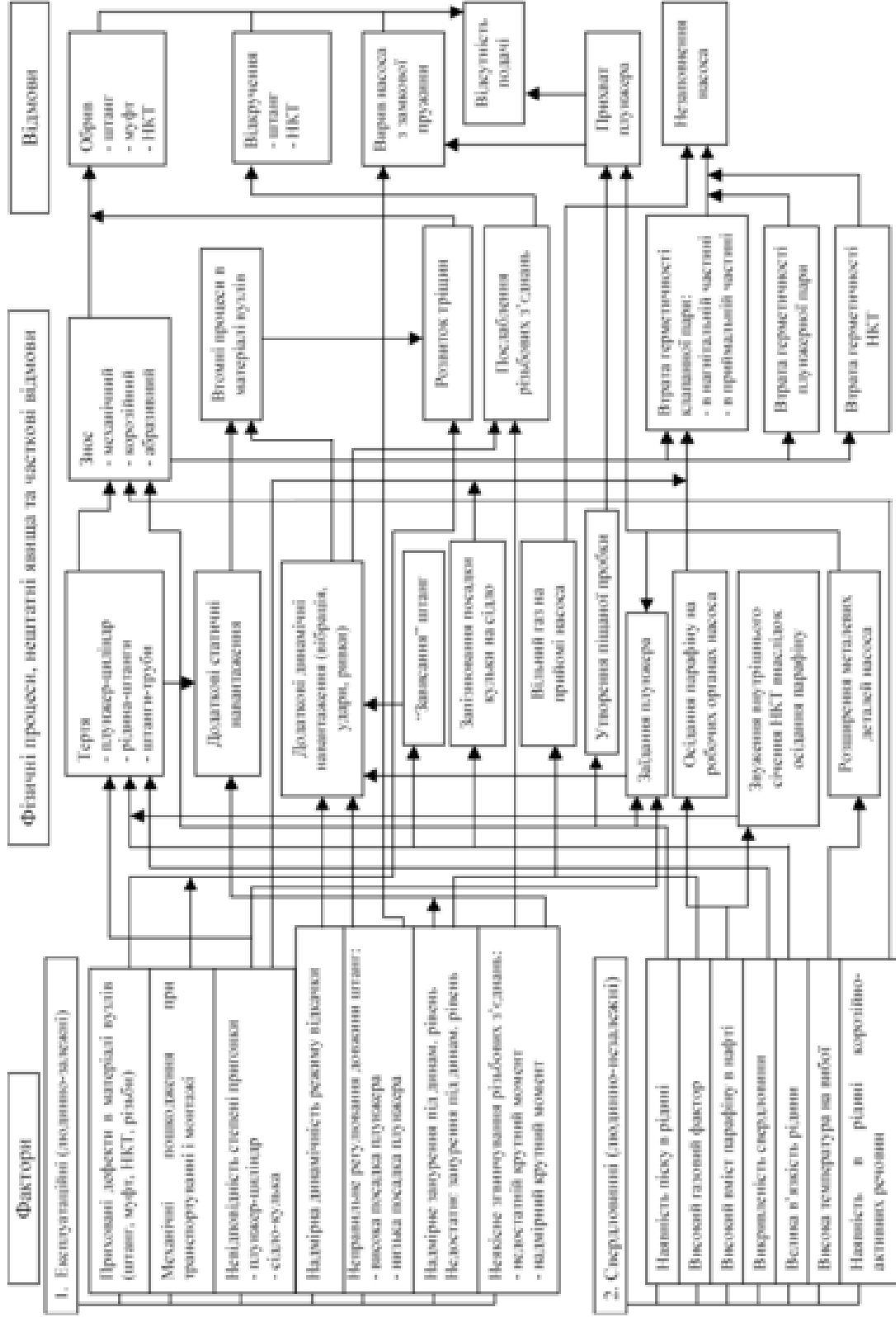


Рис. 1.4. Схема виникнення і розвитку дефектів ШГНУ

Фактори, що зумовлюють наявність дефектів, умовно розділено на дві групи – експлуатаційні (людинно-залежні) та свердловинні (людинно-незалежні) – виходячи із причини їх появи та характеру прояву в процесі експлуатації. Фактори першої групи, як правило, наявні ще до початку експлуатації вузлів ШГНУ і зумовлені або дефектами, що виникли на стадії виготовлення, транспортування і монтажу (приховані дефекти в матеріалі, пошкодження при транспортуванні і монтажі, неякісне згинчування), або неоптимальним вибором типорозмірів вузлів і режиму роботи установки (невідповідність степені пригонки, неправильне регулювання довжини штанг, надмірна динамічність режиму роботи, надмірне або недостатнє занурення під динамічний рівень). Останнє може бути виявлено і усунуто безпосередньо після монтажу нових вузлів, в той час як вплив прихованих дефектів проявляється лише після неявно спричиненої ними повної відмови (наприклад, обрив штанг внаслідок втомних процесів в матеріалі за умови наявності прихованого дефекту, швидкому розвитку якого вони сприяють). Основна відмінність факторів другої групи порівняно з розглянутою вище першою полягає в тому, що вони або постійно наявні в процесі роботи ШГНУ, або проявляються в непередбачувані моменти внаслідок зміни пластових умов (характеристика рідини, що видобувається, температура і тиск на вибої). Вплив факторів цієї групи може спричиняти ряд нештатних явищ (осідання парафіну, утворення піщаних пробок, заїдання плунжера, запізнення посадки кульки на сідло, зависання штанг), які, в свою чергу, сприяють виникненню і розвитку дефектів шляхом інтенсифікації деградаційних процесів вузлів ШГНУ.

Серед процесів, що в будь-якому випадку супроводжують роботу ШГНУ, але одночасно мають безпосередній вплив на розвиток дефектів, виділено статичні і динамічні навантаження, тертя, знос і втомні процеси. Останні два типи процесів безпосередньо спричиняють явища типу часткових відмов: втрату герметичності плунжерної пари, клапанної пари та НКТ та розвиток тріщин, які можуть бути причиною обривів штанг, муфт або НКТ.

Аналізуючи основні типи дефектів ШГНУ, можна прийти до висновку, що працездатність ШГНУ однозначно визначається ступенем заповнення глибинного насоса. Відповідно

непрацездатний стан означає “відсутність подачі”, а множина працездатних станів включає режим нормальної роботи та значну кількість режимів з незаповненням, зумовленим різноманітними причинами. Характерним є те, що незаповнення внаслідок втрати герметичності є ознакою наявності незворотнього дефекту, зумовленого в більшості випадків зносними явищами, а незаповнення внаслідок відкачки з газом в одному випадку зумовлено особливостями свердловини (високий газовий фактор) і в принципі може бути віднесено до режимів нормальної роботи, а в іншому – є наслідком опускання динамічного рівня нижче допустимого і сигналізує про необхідність зупинки установки з метою відновлення динамічного рівня (для малодебітних свердловин з періодичним режимом відкачки може бути вихідною інформацією для систем управління відкачкою). В обох випадках мова йде не про дефект, а про особливий режим роботи свердловини, хоча можна віднести їх до дефектів у сенсі причини зниження степеня працездатності установки, якщо під степенем працездатності розуміти степінь заповнення глибинного насосу. Взагалі, якщо дефектом вважати будь-яке явище, що безпосередньо або непрямим чином впливає на степінь працездатності (тобто є причиною втрати працездатності), то до дефектів можна віднести всі фактори і явища, зображені на рис.1.4. Однак при розробці систем діагностування множина дефектів визначається можливістю їх розпізнавання за допомогою методу, що використовується. Так, наприклад, при використанні динамометричного методу є можливість розпізнавання станів “висока посадка плунжера” і “низька посадка плунжера”, які самі по собі не впливають на степінь працездатності, але є причиною виникнення станів з повною непрацездатністю (вирив насоса з замкової пружини) або розвитку деградаційних явищ, які призводять до таких станів (обрив або відкручення штанг внаслідок постійної дії динамічних навантажень, спричинених ударами плунжера в кінці ходу вгору або вниз), тому їх своєчасне виявлення має важливе значення для забезпечення безвідмовної роботи ШГНУ. З іншого боку, приховані дефекти в матеріалі вузлів можуть бути безпосередньою причиною розвитку деградаційних процесів з наступною повною відмовою, але динамометричний метод не надає можливості їх виявлення. Стани “обрив штанг” і

“відкручення штанг” за динамограмою однозначно розпізнаються, але не розрізняються, оскільки форма динамограми для обох станів є ідентичною; з практичної ж точки зору розрізнення цих дефектів також не несе додаткової інформації.

Враховуючи все вищесказане, можна зазначити, що максимальної ефективності при вирішенні задачі діагностування технічного стану ШГНУ можна досягти за умови контролю як дефектів ШГНУ, так і причин, що їх зумовлюють, зокрема, параметрів технологічного режиму роботи свердловини – наприклад, динамічного рівня рідини в затрубному просторі та властивостей рідини, що видобувається. Важливе значення має також забезпечення правильного технологічного режиму роботи установки з врахуванням особливостей умов експлуатації, оскільки правильний підбір довжини штанг, глибини спуску насоса, довжини ходу і кількості качань та оптимальної величини занурення під динамічний рівень дозволяє уникнути явищ, що сприяють виникненню і розвитку дефектів.

1.3 Аналіз конструктивних особливостей ШГНУ з точки зору контролепридатності

Значна протяжність підземної частини ШГНУ (до кількох кілометрів) в поєднанні з відносно невеликими діаметрами підземних вузлів (штангова колона – 16...25 мм, колона НКТ – 60...114 мм) обумовлює ускладненість доступу до тих її структурних одиниць, дефекти яких головним чином обумовлюють експлуатаційну надійність ШГНУ. Такими структурними одиницями є насамперед штангова колона, глибинний насос та колона НКТ.

З точки зору виявлення основних дефектів максимально точну інформацію про стан глибинного обладнання можна отримати шляхом вимірювання зусилля в точці з'єднання насоса з штанговою колоною (так звана “плунжерна динамограма”, що найбільш повно характеризує особливості роботи глибинного насоса) та контролю напружень (для виявлення недопустимих динамічних навантажень) або геометричних розмірів (для виявлення зносів явищ) по всій довжині штангової колони та колони НКТ. Зокрема, контроль стану колони НКТ може бути здійснений шляхом опускання товщиномірів (дефектоскопів) в затрубний простір свердловини [9], однак такий метод забезпечує

лише періодичний контроль технічного стану і не може бути застосований до штангової колони, на долю якої припадає більша частина дефектів, обумовлених зносом. Стаціонарне встановлення відповідних давачів безпосередньо на глибинному насосі або розподілено по довжині колони штанг чи НКТ, безумовно, дозволило б отримати найбільш інформативні характеристики для обчислення діагностичних ознак технічного стану ШГНУ, проте не є виправданим з огляду на складність встановлення і обслуговування. Це обумовлено двома основними причинами: по-перше, конструкція вузлів ШГНУ не передбачає спеціально виділених місць для встановлення давачів (тобто неконтролепридатність фактично закладена ще на стадії проектування об'єкту); по-друге, доступ до давачів, розміщених в підземній частині ШГНУ, можливий лише за допомогою тривалих і трудомістких спуско-підймальних операцій підземного обладнання, що ускладнює як встановлення давачів, так і їх обслуговування та отримання вимірювальної інформації.

Натомість інформацію про стан підземного обладнання можна отримувати головним чином на основі спостереження процесів, що протікають у наземних вузлах, з наступною їх інтерпретацією на підставі деяких математичних моделей або емпіричних правил, що пов'язують процеси у підземній і наземній частинах ШГНУ. На рис. 1.5 приведено структурну схему ШГНУ з вказанням типу зв'язків між її структурними одиницями.

Зрозуміло, що для створення максимально адекватної даній системі математичної моделі необхідно врахувати не тільки рух колони штанг, колони НКТ, рідини у просторі між обсадними трубами та НКТ і рідини всередині НКТ та особливості роботи глибинного насоса, але також закономірності руху наземної частини установки, що обумовлюють закон переміщення верхньої точки колони штанг і залежать від механічних характеристик верстата-качалки і роботи привідного електродвигуна, на яку, в свою чергу, здійснює вплив робота підземного обладнання, на чому і ґрунтується відомий метод діагностування ШГНУ за ватметрографічною інформацією (тобто за кривою потужності електродвигуна). На практиці обмежуються спрощеними моделями, які в принципі дозволяють отримати результати з цілком задовільною степінню точності з точки зору практичного застосування. Іншим варіантом розв'язання даної задачі є

встановлення емпіричних залежностей між характеристиками процесів, що вимірюються в наземній частині установки, і технічним станом ШГНУ, головним чином її підземної частини, як правило із застосуванням різного роду алгоритмів розпізнавання.

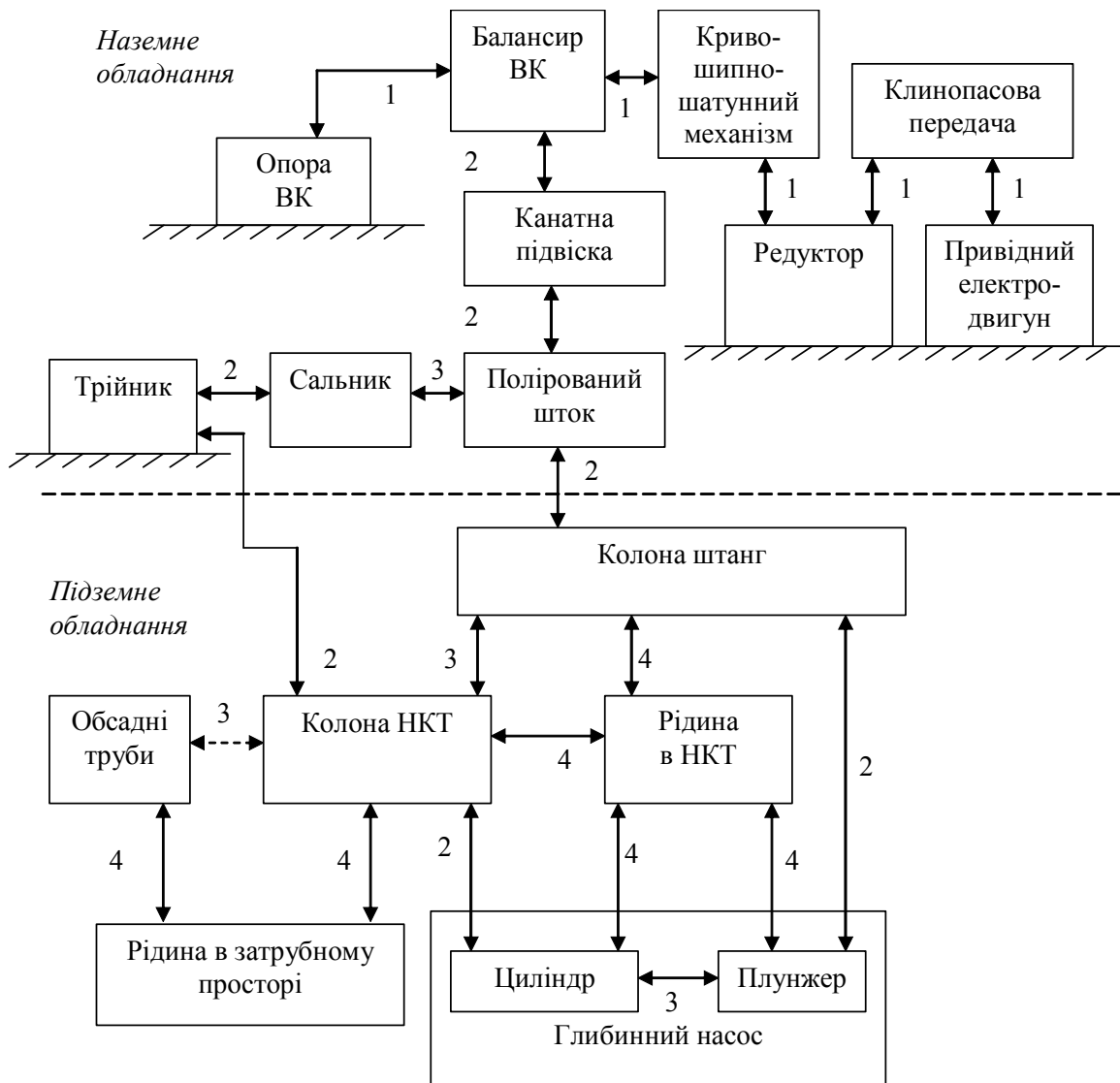


Рис. 1.5. Структурна схема ШГНУ:
 1- жорсткий кінематичний зв'язок;
 2 - пружне з'єднання;
 3 – сухе і напівсухе тертя;
 4 – гідродинамічне тертя.

Розглядаючи структуру наземної частини ШГНУ, можна виділити наступні параметри, на основі яких можна отримати інформацію про стан підземного обладнання:

- зусилля на полірованому штоці, що відображає процес зміни навантаження на штангову колону за цикл качання під дією ваги стовпа рідини в колоні НКТ. Цей параметр є основним при

динамометруванні – найбільш поширеному методі діагностування ШГНУ;

- зусилля на тросі канатної підвіски, зміна якого відображає зміну зусилля на полірованому штоці, однак з можливими спотвореннями за рахунок нелінійних властивостей троса та інших особливостей будови підвіски;

- зусилля на балансірі, що також відображає зміну зусилля на полірованому штоці, але також і коливання всієї конструкції наземної частини ШГНУ (які ослаблюються по мірі передачі по тракту балансір-трос-полірований шток, так само як коливання полірованого штока дещо спотворюються при передачі в зворотньому напрямку);

- крутний момент на кривошипі – фактично не використовується в якості інформативного параметра внаслідок незручностей, пов'язаних з його вимірюванням, та меншої інформативності порівняно з вищеназваними параметрами внаслідок додаткових спотворень;

- крутний момент на валу привідного електродвигуна – не використовується з тієї ж причини, додатковим джерелом спотворень є редуктор і клиноремінна передача;

- споживана потужність привідного електродвигуна, що однозначно пов'язана з крутним моментом на валу двигуна; використовується в якості інформативного параметра у ватметрографічному методі діагностування ШГНУ; перевагою використання порівняно з іншими параметрами є, зокрема, простота вимірювання, однак врахування спотворюючого впливу всіх вищерозглянутих ланок потребує додаткових досліджень в цьому напрямі;

- вібрація штангової колони, виміряна на полірованому штоці – в області низьких частот відображає динамічні навантаження, рівень яких опосередковано впливає на зміну степені працездатності ШГНУ, в області середніх і високих частот може відображати тертя у підземних (штангова колона – колона НКТ) та наземних (полірований шток - сальник) вузлах ШГНУ, а також наявність дефектів на стадії зародження і раннього розвитку – останнє лише за умови мінімального затухання і спотворення інформативного сигналу в цій області частот, що, імовірно, можливо для вузлів, розміщених достатньо близько від гирла свердловини, однак викликає складності для більшої частини

штангової колони та глибинного насоса, розташованого від гирла на відстані порядку 1 – 2 кілометрів;

- вібрація колони НКТ, виміряна на трійнику – міркування про інформативність цього параметру аналогічні наведеним вище щодо вібрації штангової колони; до складових вібросигналу, обумовлених тертям, додаються складові, обумовлені тертям колона НКТ – рідина в затрубному просторі та колона НКТ - обсадні труби (останнє може мати місце при значній викривленості свердловини);

- витрата рідини у викидній лінії (куди рідина надходить з бокового отвору трійника), що дозволяє визначити фактичну подачу установки, але не причини її відхилення від розрахункової.

Отже, як видно з розглянутих конструктивних особливостей ШГНУ, її конструкція не відповідає вимогам контролепридатності: вона не дозволяє використати вбудовані штатні і додаткові засоби для контролю параметрів установки, а умови експлуатації (відсутність прямого доступу до насоса, віддаль до гирла свердловини, свердловинні умови, тощо), не лише ускладнюють, але і роблять неможливим визначення місць встановлення давачів, які потрібно монтувати з врахуванням місцезнаходження дефектів і дотримання вимог до встановлення давачів. Тому існує складність проведення діагностування даного типу обладнання. Розробка систем діагностування ШГНУ вимагає проведення аналізу множини всіх можливих станів, в яких може перебувати об'єкт діагностування в період експлуатації, а також дослідження взаємозв'язків між деталями і вузлами установки, їх впливу на роботу установки і один на одного.

1.4 Класифікація методів діагностування ШГНУ

Сьогодні відома велика кількість методів і засобів технічної діагностики ШГНУ для видобутку нафти. Серед них одні перевірені практикою, інші знаходяться на стадії впровадження або розробки. До останніх відносяться методи, що базуються на використанні складних математичних залежностей, які реалізуються мікропроцесорною технікою. Однак, як показує практика, сьогодні відсутні загальноприйняті промислові методи і засоби технічної діагностики ШГНУ в процесі експлуатації, на що вказують багаточисельні аварійні ситуації, а також ситуації, пов'язані з обривом штангової колони.

Методи діагностування ШГНУ можна представити у вигляді класифікації, наведеної на Рис. 1.6.



Рис. 1.6. Класифікація методів діагностування ШГНУ

Як видно з рисунка, їх можна розділити на три групи – методи діагностування за динамограмами, методи діагностування за ватметрограмами та методи діагностування за інформативними характеристиками віброакустичного процесу, що генерується елементами ШГНУ в процесі її роботи і передається по штанговій колоні, як по механічному каналу зв'язку, та реєструється на гирлі свердловини.

Основним методом діагностування ШГНУ сьогодні залишається динамометричний метод, на основі якого розроблені різноманітні алгоритми розрахунку динамограм, та перерахунку їх, при необхідності, в плунжерні з використанням як стаціонарних, так і мобільних систем на базі ЕОМ. Основним недоліком вказаного методу є значна похибка при визначенні стану ШГНУ, які працюють в свердловинах з так званим "динамічним режимом", що характерно для нафтопромислів Прикарпаття, а також вплив дефектів редуктора, привідного електродвигуна і

незрівноваженості ВК на покази динамографа. Шляхи підвищення достовірності динамометричного методу лежать в площині врахування все більшої кількості експлуатаційних параметрів ШГНУ (геометрія свердловини, характеристики свердловинної рідини та ін.) та вдосконалення методів обробки динамометричної інформації з використанням засобів обчислювальної техніки.

Ватметрографічні методи розвиваються у двох напрямках: перший - перерахунок ватметрограм у динамограми з наступним використанням методів аналізу динамограм, що дозволяє використати всі напрацювання, здійснені в процесі розвитку динамометричного методу; другий - на основі аналізу безпосередньо кривих споживаної потужності, що допускає використання аналогічних принципів діагностування, що і для динамометричного методу (виділення характерних ознак кривої, порівняння з еталонними кривими), але в застосуванні до ватметрограм. Ватметрографічні методи додатково дозволяють визначати наявність дефектів наземного обладнання, однак для коректності аналізу для кожної установки ШГН слід враховувати не тільки експлуатаційні параметри підземного обладнання, але і кінематичні параметри верстата-качалки та характеристики привідного електродвигуна, а для підвищення точності аналізу – ще й характеристики клинопасової передачі, що сполучає привідний електродвигун із кривошипно-шатунним механізмом.

Методи вібродіагностики вже знайшли своє застосування при оцінці технічного стану заглибних електроустановок для видобутку нафти. Основною їх особливістю є використання як джерела інформації про технічний стан ШГНУ характеристик коливних процесів, що супроводжують роботу установки, і розповсюджуються по штанговій колоні як механічному каналі зв'язку та реєструються на гирлі свердловини. Саму ШГНУ при цьому можна розглядати як складну протяжливу динамічну систему з розподіленими параметрами, елементи якої при взаємодії генерують коливання в широкому діапазоні частотного спектру. Мала інерційність і значна швидкість їх розповсюдження обумовлюють миттєву реакцію вібраційного сигналу на зміну стану об'єкту, що дуже важливо в аварійних ситуаціях, коли визначальним фактором є швидкість постановки діагнозу і прийняття рішення.

2. ДІАГНОСТИЧНІ МОДЕЛІ ШГНУ

2.1 Діагностичні моделі верстата-качалки ШГНУ

2.1.1 Аналіз відомих математичних діагностичних моделей верстатів-качалок

Суть моделювання полягає у встановленні аналітичних залежностей та алгоритмів, які б дозволяли одержувати наземні динамограми за сигналами споживаної потужності привідного асинхронного електродвигуна верстата-качалки або діагностувати стан ШГНУ за ватметрограмами безпосередньо. При цьому з погляду проходження корисного сигналу слід розглядати окремо механічний та електричний тракт ШГНУ як системи.

Аналіз відомих математичних моделей верстатів-качалок, які придатні для перетворення “ватметрограма/динамограма”, показує, що опис кінематичної схеми ВК, як правило, виконується зі спрощеннями. В [10] для ВК із комбінованим зрівноваженням визначення моменту на валу редуктора здійснюється за наступною формулою (індекси та позначення авторів статті зведені тут до прийнятої системи позначень для статичних моделей, представлених на рис.2.1):

$$M_{kr} = \frac{r_1 r_2}{\rho_1} \cdot F \sin \varphi - \frac{R_1 r_2}{\rho_1} m_1 g \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r_2}{\rho_1} \right)^2} - \frac{R_1}{\rho_1} \cdot \frac{\omega^2 r_2}{g} \cos \varphi \right) - R_2 m_2 g \sin \varphi. \quad (2.1)$$

Тут ω – кутова швидкість обертання кривошипа (рад/сек).

При цьому вважається, що обертання кривошипа є рівномірним, швидкість та прискорення точки з'єднання балансира та кривошипа (А) підкоряються гармонічному закону, а їх рух – прямолінійний:

$$v_A = \omega r_2 \sin \varphi,$$

$$\alpha_A^\tau = \omega^2 r_2 \cos \varphi.$$

Потужність, яка споживається привідним електродвигуном ВК, визначається величиною результуючого крутного моменту сил на кривошипному валу редуктора:

$$W_{dw} = M_{kr} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{\eta_{dw} \eta_m \eta_{red} \eta_{kpp}}, \quad (2.2)$$

де n – частота обертання ротора електродвигуна (хв^{-1});

η_{dw} – ККД електродвигуна;

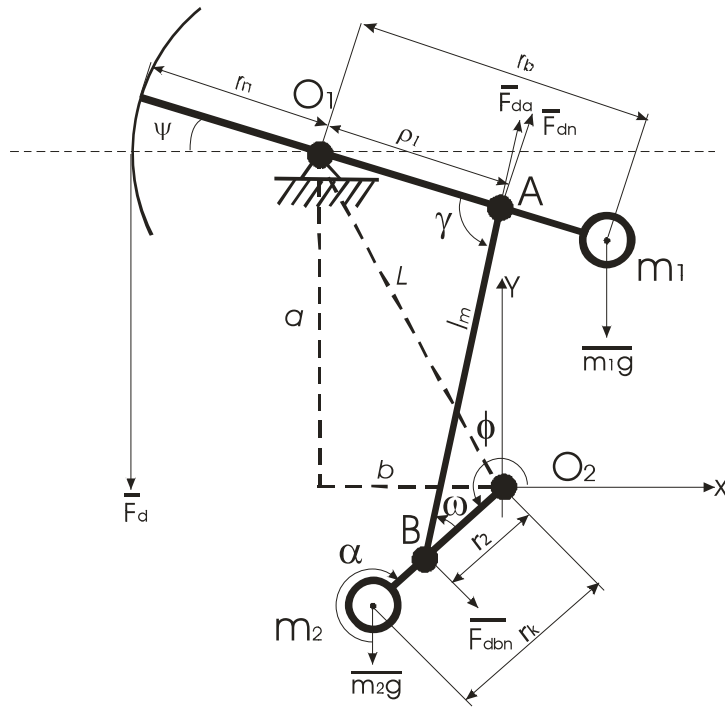


Рис. 2.1. Кінематична модель верстата-качалки

η_m – ККД передавального механізму, що враховує втрати на тертя;

η_{red} – коефіцієнт передачі редуктора (в більшості випадків $\eta_{red} = 38$);

η_{kpp} – передавальне число клинопасової передачі.

При цьому вважається, що ККД електродвигуна – постійна величина, хоча в дійсності ККД набуває свого паспортного значення тільки при його номінальному навантаженні.

В роботі [11] наведені залежності, які дають змогу отримати теоретичні діаграми потужності в функції кута повороту кривошипа або в функції переміщення точки підвісу штанг.

Для випадку функції кута повороту кривошипа:

$$N = \frac{\pi r}{75 \cdot 1.36 \cdot 30 \cdot \eta_y} \cdot [P_d \left(\sin \varphi \pm \frac{r_2}{2l_m} \sin 2\varphi \right) \frac{r_n}{\rho_1} - m_2 \frac{r_k}{r_2} \sin \varphi - \frac{r_b}{\rho_1} \cos(\gamma) m_1 \left(\sin \varphi \pm \frac{r_3}{2l_m} \sin 2\varphi \right)] \quad (2.3)$$

де знак плюс дійсний при зміні φ від 0 до 180°, а мінус – при зміні φ від 180 до 360°.

Аналогічно, для функції переміщення точки підвісу штанг:

$$N = \frac{\pi r}{75 \cdot 1.36 \cdot 30 \cdot \eta_y} \sqrt{S_A \frac{\rho_1}{r_b r_2} \left(2 - S_A \frac{\rho_1}{r_b r_2} \right) \left(\frac{r_n}{r_1} P_d - \frac{r_b}{r_1} m_1 \cos(\gamma) - m_2 \frac{r_k}{r_2} \right)}, \quad (2.4)$$

де N – потужність, що споживається електродвигуном, кВт,
 η_y – ККД установки,

γ – кут між напрямом руху центру мас вантажа на балансірі та вертикаллю,

S_A – переміщення точки підвісу штанг на головці балансира, м.

Формули (2.1)-(2.4) не містять у своєму складі похідних у часі від φ або від S_A , та зведених моментів інерції механічних ланок системи “електродвигун / верстат-качалка”, що свідчить про відсутність врахування інерційних явищ у системі. Врахування цих явищ дозволить підвищити точність перетворення ватметрограми в динамограму на 1..5% в залежності від кількості качань за одиницю часу для ШГНУ. Чим більша швидкість качань, тим більший вплив інерційних явищ – тим більша похибка за умови ігнорування їхнього впливу.

В роботі [12] наведені розрахункові залежності, які враховують потужність холостого ходу електродвигуна, однак все ж побудовані у припущенні гармонічного закону руху головки балансира. Оскільки тут спосіб використання геометричних розмірів при побудові кінематичної схеми верстата-качалки дещо відрізняється від наведених вище, в формулах наведено оригінальні позначення авторів, якщо вони відрізняються від вищеприйнятих:

Залежність зусилля від переміщення як функція від споживаної потужності:

$$P(S_A) = \frac{r_b \eta_d \eta_m \sqrt{S_A}}{r_n \omega S_A} \sqrt{S_0 - S_A} [N(\varphi) - N_0] + \frac{r_k r_b m_2 g}{r_n S_0} + \frac{m_1 g L_b r_2 \sqrt{S_A}}{r_n S_A} \left[\cos \left(\frac{\delta_{\max}}{2} - \frac{S_a}{r_n} \right) - \frac{L_b \omega^2 (S_0 - 2S_A)}{2r_b g} \right], \quad (2.5)$$

де $S_A = \begin{cases} S_A(\varphi), \Rightarrow \text{if } 0 \leq \varphi \leq \pi \\ S_0 - S_A(\varphi) \Rightarrow \text{if } \pi < \varphi \leq 2\pi \end{cases}$ – переміщення підвіски

полірованого штока;

N_0 – потужність споживання холостого ходу електродвигуна;

η_d – ККД двигуна;

η_m – ККД механізму;

L_b – відстань від центру тяжіння балансира до осі обертання;

δ_{\max} – повний кут максимального відхилення балансира;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа, рад/сек.

Така залежність більш повно описує розподіл зусиль у верстаті-качалці.

Як видно з наведених моделей, електричний тракт системи ШГНУ розглядається як лінійний.

Аналіз наведених моделей показує, що їх виконання було здійснене з надмірним використанням фізичних спрощень, що може призвести до неправильного розрахунку форми динамограм, особливо це стосується свердловин із малим навантаженням.

2.1.2 Вдосконалена статична модель верстата-качалки

Виходячи з аналізу відомих моделей і враховуючи виявлені в них недоліки, доцільно здійснити вивід аналітичних залежностей, які б точніше описували кінематичну схему верстата-качалки. Для цього побудуємо більш повну статичну модель верстата-качалки [13] без застосування геометричних спрощень.

Спрощена кінематична схема верстата-качалки від точки підвісу штанг до привідного редуктора наведена на Рис. 2.1. Тут точка O_2 – ведений вал редуктора, m_1 – маса компенсаційного вантажу (противаги) на балансирі (якщо такий вантаж відсутній, то ця маса враховує різні маси плеч балансиру), m_2 – маса компенсаційного вантажу на кривошипі, F – сила, що діє на полірований шток. Кут Ψ описує відхилення балансиру від горизонтального положення, і в реальній діагностичній системі може вимірюватись. Кут φ описує обертання кривошипа відносно осі O_2 (в реальній системі також може вимірюватись). Звичайно, вимірювати обидва кути не обов'язково. Достатньо виміряти хоча б один із них, і, оскільки між ними існує однозначний зв'язок, він може бути аналітично визначений. Для цього слід визначити деякі додаткові параметри.

Відстань між точкою підвісу балансира та вихідним валом редуктора O_1O_2 визначається із залежності:

$$L = \sqrt{a^2 + b^2}. \quad (2.6)$$

Кут θ визначається відповідно:

$$\theta = \cos \frac{b}{L} . \quad (2.7)$$

Рух точки В описується в декартовій системі координатами:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_2 \cos \varphi \\ y_2 &= r_2 \sin \varphi \end{aligned} \right\} . \quad (2.8)$$

Аналогічно рух точки А :

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -L \cos \theta + \rho_1 \cos \psi \\ y_1 &= L \sin \theta - \rho_1 \sin \psi \end{aligned} \right\} . \quad (2.9)$$

Відстань між точками А і В (довжина шатуна незмінна) у такому разі:

$$d_{AB} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} = lm . \quad (2.10)$$

Підставивши в (2.10) значення (2.8), (2.9) і підносячи до квадрату всі члени рівняння, одержимо:

$$\left(r_2^2 \cos \varphi + L \cos \theta - \rho_1 \cos \psi \right)^2 + \left(r_2^2 \sin \varphi - L \sin \theta + \rho_1 \sin \psi \right)^2 = lm^2 . \quad (2.11)$$

Опускаючи громіздкі викладки, наведемо результати перетворень формули (2.11):

$$\begin{aligned} \psi(\varphi) &= \arcsin \left[\frac{2r_2L((\sin \varphi \cdot \sin \theta - \cos \varphi \cdot \cos \theta) - r_2^2 - L^2 - \rho_1^2 + lm^2)}{\sqrt{4\rho_1^2((-r_2 \cdot \cos \varphi - L \cdot \cos \theta)^2 + (r_2 \cdot \sin \varphi - L \cdot \sin \theta)^2)} \right] - \\ &- \arctan \left[\frac{r_2 \cdot \cos \varphi - L \cdot \cos \theta}{r_2 \cdot \sin \varphi - L \cdot \sin \theta} \right] \end{aligned} \quad (2.12)$$

Водночас:

$$\varphi(\psi) = \begin{cases} \varphi_1(\psi) + 2\pi \Rightarrow \text{if } \frac{d\psi}{dt} > 0 \\ \varphi_2(\psi) \Rightarrow \text{if } \frac{d\psi}{dt} \leq 0 \end{cases} , \quad (2.13)$$

де додаткові функції φ_1, φ_2 визначаються як:

$$\varphi_1(\psi) = \arcsin(A(\psi) + Atn(\psi)), \quad \varphi_2(\psi) = \pi - \arcsin(A(\psi) + Atn(\psi)). \quad (2.14)$$

В свою чергу :

$$A(\psi) = \frac{1}{2r_2} \cdot \left[\frac{2\rho_1L(\cos \theta \cdot \cos \psi + \sin \theta \cdot \sin \psi) - r_2^2 - L^2 + lm^2 - \rho_1^2}{\sqrt{(L \cdot \cos \theta - \rho_1 \cdot \cos \psi)^2 + (-L \cdot \sin \theta + \rho_1 \cdot \sin \psi)^2}} \right] , \quad (2.15)$$

$$Atn(\psi) = \arctan \left(\frac{L \cdot \cos \theta - \rho_1 \cdot \cos \psi}{-L \cdot \sin \theta + \rho_1 \cdot \sin \psi} \right) . \quad (2.16)$$

Слід зауважити, що в загальному випадку φ та ψ є функціями від часу $(\varphi(\psi(t)), \psi(\varphi(t)))$, які у разі застосування цифрових вимірювальних систем є табульованими величинами.

Розподіл робочих сил на кінематичній схемі також представлено на Рис. 2.1. Визначимо залежність корисного гальмівного моменту на валу редуктора як функцію часової залежності навантаження на полірований шток. Оминувши припущення про рівномірну швидкість обертання кривошипа, складемо рівняння балансу сил, діючих на механізм. Корисний гальмівний момент на валу редуктора в такому разі можна представити в наступному вигляді:

$$Mr(t) = r_2 \cdot (F_{dbn}(t) + F_{am2n}(t)), \quad (2.17)$$

де додаткові функції визначені як:

- нормальна складова сили від навантаженого полірованого штока та противаги m_1 , прикладена до кривошипа в точці з'єднання з шатуном (B):

$$F_{dbn}(t) = -F_{da}(t) \sin(\omega(\varphi(t))), \quad (2.18)$$

- нормальна складова сили від зрівноважуючого вантажа m_2 , прикладена до кривошипа в точці (B):

$$F_{am2n}(t) = \frac{r_k m_2 g}{r_2} \sin(\alpha(\varphi(t))), \quad (2.19)$$

- сила, напрям якої збігається з віссю шатуна, утворена від корисного навантаження на полірований шток та зрівноважуючого вантажа m_1 :

$$F_{da}(t) = \frac{g}{\sin(\gamma(\varphi(t)))} \left[\frac{F_d(t) r_n}{\rho_1} - \left(\frac{r_b m_1}{\rho} \cos(\psi(\varphi(t))) \right) \right]. \quad (2.20)$$

Виразивши зусилля в точці підвіски штанг як $F_d(t) = f(Mr(t))$, одержимо:

$$F_d(t) = \frac{1}{r_k g} \left[\frac{F_{am2n} - \frac{Mr(t)}{r_2}}{\sin(\omega(\varphi(t)))} \rho_1 \sin \gamma(\varphi(t)) + r_b m_1 g \cos \psi(\varphi(t)) \right]. \quad (2.21)$$

Для одержання кутових залежностей $\gamma(\varphi), \omega(\varphi)$ зробимо додатковий аналітико-геометричний опис кінематичної схеми. Траєкторії точок А і В описуються наступними системами рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} xA(\varphi) &= -b + \rho_1 \cos \psi(\varphi) \\ yA(\varphi) &= a - \rho_1 \sin \psi(\varphi) \end{aligned} \right\}, \quad (2.22)$$

$$\left. \begin{aligned} xB(\varphi) &= r_2 \sin \varphi \\ yB(\varphi) &= r_2 \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Кутові коефіцієнти прямих:

$$k_{O_2B}(\varphi) = \frac{yB(\varphi)}{xB(\varphi)}, \quad k_{O_1A}(\varphi) = \frac{a - yA(\varphi)}{-b - xA(\varphi)}, \quad k_{AB}(\varphi) = \frac{yB(\varphi) - yA(\varphi)}{xB(\varphi) - xA(\varphi)}. \quad (2.24)$$

Кут між кривошипом і шатуном:

$$\omega(\varphi) = \arctan\left(\frac{k_{AB}(\varphi) - k_{O_2B}(\varphi)}{1 + k_{O_2B}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right). \quad (2.25)$$

Кут між балансиром і шатуном:

$$\gamma(\varphi) = \begin{cases} \pi - \arctan\left(\frac{k_{O_1A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) & \text{if } \arctan\left(\frac{k_{O_1A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) > 0 \\ -\arctan\left(\frac{k_{O_1A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) & \text{if } \arctan\left(\frac{k_{O_1A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) \leq 0 \end{cases} \quad (2.26)$$

Отримані аналітичні залежності дозволяють одержувати динамограму за вимірною ватметрографічною залежністю з дещо більшим коефіцієнтом кореляції – у стосунку до справжньої динамограми, у порівнянні з відомою залежністю (2.4). Така модель може бути застосована для переважної більшості свердловин, і точність її тим вища, чим більша тривалість одного качання ШГНУ. Подальше покращення характеристик кінематичної моделі може бути пов'язане із врахуванням інерції рухомих мас.

З точки зору побудови механічної моделі верстата-качалки, осторонь опису даної моделі залишились: а) можливі відхилення форми сектора головки балансира від колоподібної та б) вплив тертя в підшипниках ВК. Однак врахування пункту (а) буде незручним із погляду експлуатації, оскільки при цьому слід було б періодично вимірювати радіуси цього сектора та здійснювати його інтерполяцію. Щодо пункту (б), то прості шляхи розв'язку цієї проблеми без зупинки ВК невідомі.

На основі дослідних даних, одержаних з діючих свердловин Надвірнянського та Бориславського НГВУ, було проведено перерахунок динамограм із ватметрографічних залежностей, використовуючи всі описані вище аналітичні залежності. При проведенні експериментів одночасно здійснювався запис динамограми за допомогою гідравлічного динамографа та ватметрограми за допомогою розробленої ІВС [14]. Приклад одного з порівняльних розрахунків динамограм з використанням

всіх відомих та розробленої безінерційної моделей наведених на Рис. 2.2.

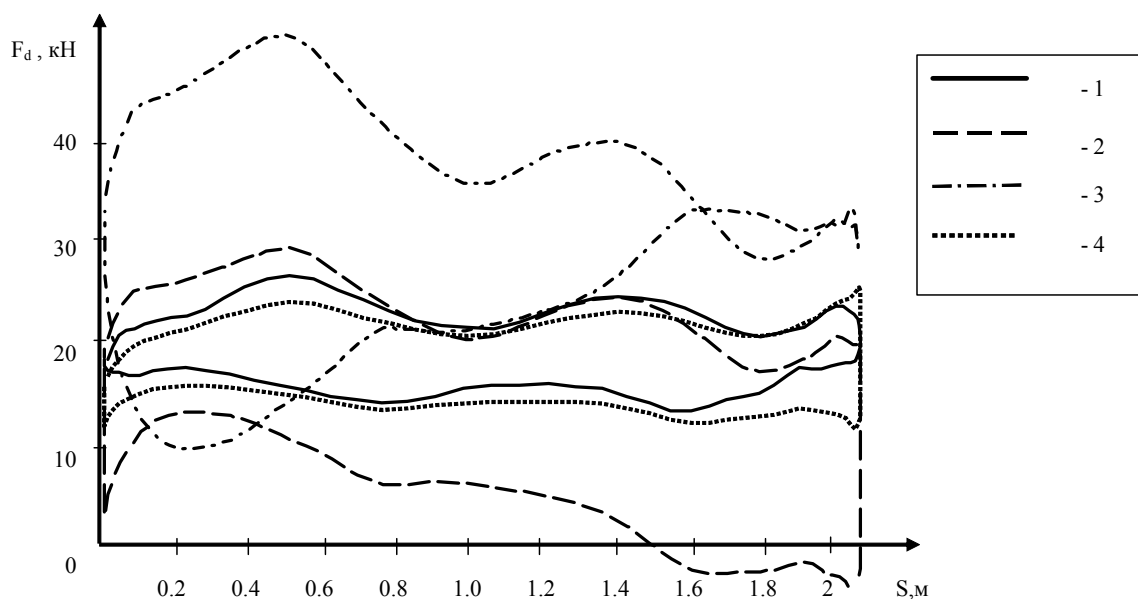


Рис. 2.2 Експериментальна динамограма, знята на свердловині Б-320 НГВУ "Надвірнанафтогаз" (1) та результати розрахунків динамограм за відомими (2, 3) та розробленою (4) безінерційними моделями

Згідно результатів обробки, для переважної більшості експериментальних даних (8 з 9) коефіцієнт кореляції динамограм, розрахованих за запропонованою статичною моделлю верстата-качалки, вищий, ніж у загальновідомих моделях. Це узгоджується із результатами візуального порівняння форм динамограм, одержаних за допомогою різних методів. Виходячи з цього, з достатнім ступенем впевненості можна говорити про переваги використання запропонованої математичної моделі для верстатів-качалок у практиці побудови діагностичних ватметрографічних систем діагностування ШГНУ.

2.1.3 Динамічна математична модель верстата-качалки

Подальше вдосконалення математичної моделі верстата-качалки пов'язане з врахуванням моменту інерції основних рухомих мас його кінематичної схеми та рухомого ротора привідного електродвигуна. Необхідно встановити аналітичну залежність між динамічним зусиллям у точці підвісу Е штанг важільного механізму верстата-качалки і моментом, що

передається від електродвигуна на вал кривошипа (зрівноважувальний, або корисний гальмівний момент) (рис. 2.3), враховуючи інерцію рухомих мас. Відомі геометричні розміри механізму, маси противаг m_1 і m_2 .

Масами ланок механізму в порівнянні з масами противаг можна знехтувати, а в значеннях мас противаг врахувати значення незрівноважених частин цих ланок. Оскільки за потужністю двигуна необхідно знайти динамічне зусилля F_d , то експериментально записується графік переміщення точки підвісу штанг – як функція часу ($S=f(t)$) та потужність двигуна – теж як функція часу.

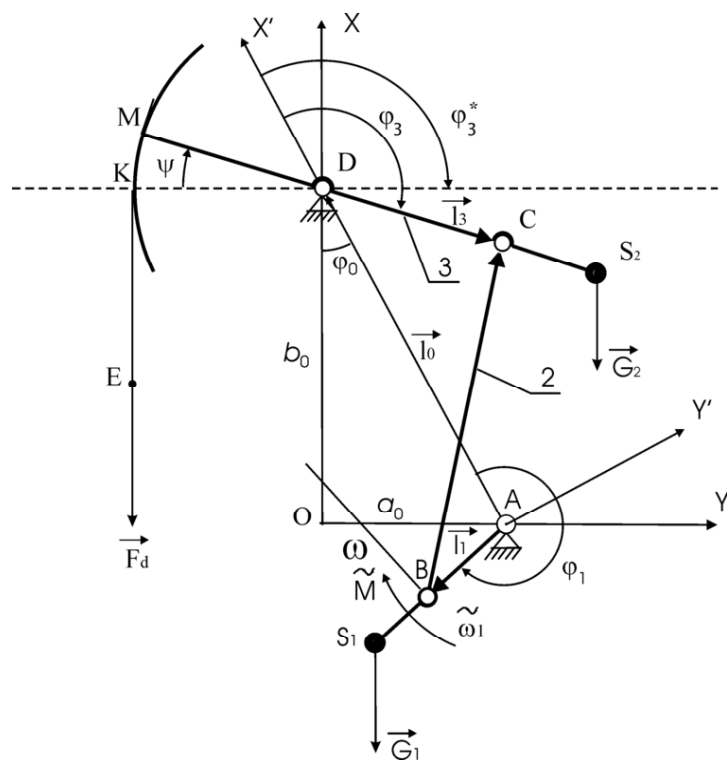


Рис. 2.3. Розрахункова кінематична модель верстата-качалки

Кривошип 1 обертається за годинниковою стрілкою (рис. 2.3), тому при викладках будемо використовувати ліву систему координат. Введемо наступні позначення лінійних розмірів механізму: $l_{AD}=l_0$, $l_{AB}=l_1$, $l_{BC}=l_2$, $l_{DC}=l_3$, $l_{AS1}=l_1'$, $l_{DS3}=l_3'$, $l_{OA}=a_0$, $l_{OD}=b_0$, $l_{DM}=l_3''$.

Відомо, що алгебраїчна сума потужностей всіх прикладених сил і моментів, а також сил інерції і моментів сил інерції будь-якої механічної системи, для будь-якого моменту часу, дорівнює нулю. Застосовуючи це рівняння до нашої механічної системи, будемо мати:

$$F_d v_E \cos \alpha + G_2 v_{S2} \cos \alpha_2 + G_1 v_{S1} \cos \alpha_1 + M \omega_1 + \phi_2 v_{S2} \cos \alpha_2' + \phi_1 v_{S1} \cos \alpha_1' + M_{\phi 1} \omega_1 \cos \alpha_1'' = 0, \quad (2.27)$$

де:

v_E, v_{S2}, v_{S1} – швидкості точок E, S_2, S_1 ;

G_1, G_2 – ваги противаг. $G_1 = m_1 g, G_2 = m_2 g$;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

M – зрівноважуючий момент, прикладений до кривошипа 1 зі сторони електродвигуна;

ϕ_1, ϕ_2 – сили інерції мас m_1 та m_2 ;

ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа;

$\alpha, \alpha_1, \alpha_2$ – кути відповідно між векторами \vec{F}_d і \vec{v}_E, \vec{G}_1 і \vec{v}_{S1}, \vec{G}_2 і \vec{v}_{S2} ;

$\alpha_1', \alpha_1'', \alpha_2'$ – кути відповідно між векторами $\vec{\phi}_1$ і \vec{v}_{S1} ;

$M_{\phi 1}$ – момент сил інерції всіх рухомих мас, що знаходяться між кривошипом і двигуном, включаючи і масу ротора двигуна ($\vec{M}_{\phi 1} = -\vec{\varepsilon}_1 J_{zv}^*$, ε_1 – кутове прискорення кривошипа; J_{zv}^* – зведений момент інерції всіх рухомих мас між кривошипом і електродвигуном при зведенні до кривошипного вала).

Рівняння (2.27) можна записати у наступному вигляді:

$$F_d = -G_2 \frac{v_{S2} \cos \alpha_2}{v_E \cos \alpha} - G_1 \frac{v_{S1} \cos \alpha_1}{v_E \cos \alpha} - \frac{M}{(v_E \cos \alpha) / \omega_1} - \phi_2 \frac{v_{S2} \cos \alpha_2'}{v_E \cos \alpha} - \phi_1 \frac{v_{S1} \cos \alpha_1'}{v_E \cos \alpha} - \frac{(v_{S2} \cos \alpha_1'') M_{\phi 1}}{(v_E \cos \alpha) / \omega_1}. \quad (2.28)$$

Розділимо чисельник і знаменник доданків 1,2,4,5 в рівнянні (2.28) справа на ω_1 і отримаємо:

$$F_d = -G_2 \frac{\left(\frac{v_{S2} \cos \alpha_2}{\omega_1} \right)}{\left(\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1} \right)} - G_1 \frac{\left(\frac{v_{S1} \cos \alpha_1}{\omega_1} \right)}{\left(\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1} \right)} - \frac{M}{(v_E \cos \alpha) / \omega_1} - \phi_2 \frac{\left(\frac{v_{S2} \cos \alpha_2'}{\omega_1} \right)}{\left(\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1} \right)} - \phi_1 \frac{\left(\frac{v_{S1} \cos \alpha_1'}{\omega_1} \right)}{\left(\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1} \right)} - \frac{(v_{S2} \cos \alpha_1'') M_{\phi 1}}{(v_E \cos \alpha) / \omega_1}, \quad (2.29)$$

де :

$\frac{v_E}{\omega_1}, \frac{v_{S_2}}{\omega_1}, \frac{v_{S_1}}{\omega_1}$ – модулі векторів перших передавальних функцій

точок E, S_2, S_1 відповідно. Ці величини залежать лише від положення механізму (воно визначається кутом φ_1) і його геометричних розмірів. Невідомими в рівнянні (2.29) є сили інерції $\vec{\phi}_1, \vec{\phi}_2$, момент сил інерції M_{ϕ_1} , а також кути $\alpha, \alpha_1, \alpha_1', \alpha_1'', \alpha_2, \alpha_2''$.
Визначимо перші передавальні функції. Використовуючи рис.2.3, можна записати наступне векторне рівняння:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_0 + \vec{l}_3. \quad (2.30)$$

Зробимо проєкції складових рівняння (2.30) на осі декартової системи координат $X'AY'$ і отримаємо:

$$\begin{cases} l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \phi_2 = l_0 + l_3 \cos \phi_3 \\ l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \phi_2 = l_3 \sin \phi_3 \end{cases}. \quad (2.31)$$

Введемо позначення: $x = l_1 \cos \phi_1 - l_0$ та $y = l_1 \sin \phi_1$;

Тоді:

$$\begin{cases} (l_2 \cos \phi_2)^2 = (l_3 \cos \phi_3 - x)^2 \\ (l_2 \sin \phi_2)^2 = (l_3 \sin \phi_3 - y)^2 \end{cases}. \quad (2.32)$$

Складаючи рівняння (2.32), одержимо:

$$a = x \cos \phi_3 + y \sin \phi_3, \quad (2.33)$$

де

$$a = \frac{1}{2l_3} (l_3^2 + x^2 + y^2 - l_2^2). \quad (2.34)$$

Рівняння (2.34) приводиться до вигляду: $a = A \sin(\phi_3 + \phi_{30})$,

де

$$\sin \phi_3 = \frac{x}{A}, \quad \cos \phi_{30} = \frac{y}{A}, \quad A = \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Розв'язуючи рівняння (2.34), одержимо:

$$\phi_3 = \arcsin\left(\frac{a}{A}\right) + \arccos\left(\frac{y}{A}\right). \quad (2.35)$$

Диференціюємо функцію ϕ_3 за ϕ_1 :

$$\frac{d\phi_3}{d\phi_1} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}}, \quad (2.36)$$

де $x' = -l_1 \sin \phi_1$; $y' = l_1 \cos \phi_1$; $a' = \frac{1}{l_3}(xx' + yy')$; $A' = \frac{1}{A}(xx' + yy')$.

При цьому слід пам'ятати, що у випадку, коли балансір 3 (рис. 2.3) повертається за годинниковою стрілкою, то $\omega_3 > 0$ і $\frac{\omega_3}{\omega_1} > 0$. У протилежному разі $\omega_3 < 0$.

Модуль $\frac{v_{S2}}{\omega_1}$ буде дорівнювати:

$$\frac{v_{S2}}{\omega_1} = \left| \frac{\omega_3}{\omega_1} \right| \cdot l_3' = \left| \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} \right| \cdot l_3'. \quad (2.37)$$

Модуль вектора $\frac{\vec{v}_E}{\omega_1}$:

$$\frac{v_E}{\omega_1} = \left| \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} \right| \cdot l_3''. \quad (2.38)$$

Передавальна функція:

$$\frac{v_{S1}}{\omega_1} = \frac{\omega_1 l_1'}{\omega_1} = l_1'.$$

Необхідно визначити $\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1}$. При підйомі головки балансіра

$\alpha = 180^\circ$ (робочий хід “вверх” – підйом нафти), а при його опусканні $\alpha = 0^\circ$ (робочий хід – “вниз”). Враховуючи це, можна записати наступну рівність:

$$\frac{v_E \cos \alpha}{\omega_1} = \left(-\frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} + \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} \right) \cdot l_3''. \quad (2.39)$$

Знайдемо аналітичний вираз для $\frac{v_{S2}}{\omega_1} \cos \alpha_2$. Як видно з рис.

2.4,

$$\frac{v_{S2}}{\omega_1} \cos \alpha_2 = -\frac{v_{S2}^{(x)}}{\omega_1}, \quad (2.40)$$

де $v_{S2}^{(x)}$ – проекція вектора швидкості точки S_2 на вісь X системи координат $ХОУ$. Проекція положення точки S_2 на вісь OX :

$$x_{S2} = b_0 + l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_0). \quad (2.41)$$

Тоді:

$$\frac{v_{S2}^{(x)}}{\omega_1} = \frac{dx_{S2}}{d\varphi_1} = -l_3' \frac{\omega_3}{\omega_1} \sin(\varphi_3 - \varphi_0). \quad (2.42)$$

Таким чином:

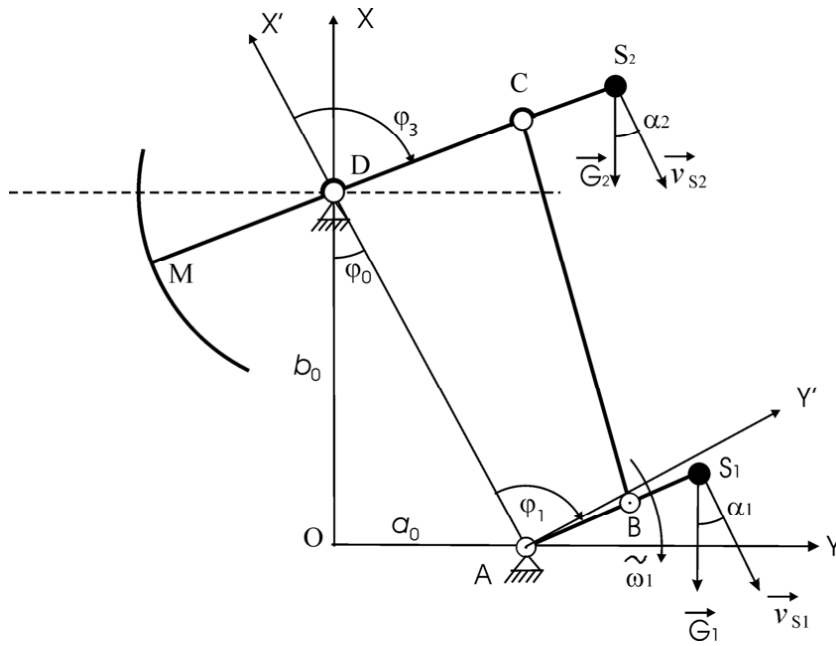


Рис. 2.4. Фрагмент кінематичної схеми для розрахунку $\frac{v_{S2}}{\omega_1} \cos \alpha_2$.

$$\frac{v_{S2}}{\omega_1} \cos \alpha_2 = l_3' \frac{\omega_3}{\omega_1} \sin(\varphi_3 - \varphi_0). \quad (2.43)$$

Функція $\frac{\omega_3}{\omega_1}$ визначається за формулою (2.36). Аналогічно

знаходимо:

$$\frac{v_{S1} \cos \alpha_1}{\omega_1} = -\frac{v_{S1}^{(X)}}{\omega_1}. \quad (2.44)$$

Проекція точки S_1 на вісь OX :

$$x_{S1} = l_1' \cos(\varphi_1 - \varphi_0), \quad \frac{v_{S1}^{(X)}}{\omega_1} = -l_1' \sin(\varphi_1 - \varphi_0). \quad (2.45)$$

$$\frac{v_{S1} \cos \alpha_1}{\omega_1} = l_1' \sin(\varphi_1 - \varphi_0). \quad (2.46)$$

Визначимо вираз $\phi_1' \frac{v_{S1} \cos \alpha_1}{\omega_1}$. Для цього розглянемо рис. 2.5.

Проекції положення точки S_1 на осі системи координат $X'AY'$ будуть мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} x_{S1}' &= l_1' \cos \varphi_1 \\ y_{S1}' &= l_1' \sin \varphi_1 \end{aligned}$$

Перші і другі передавальні функції в цій точці:

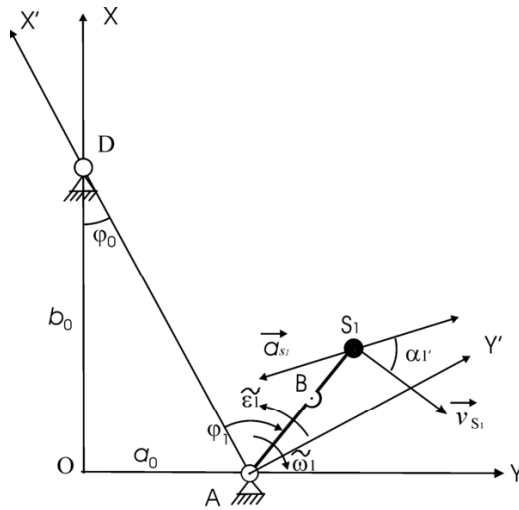


Рис. 2.5. Фрагмент кінематичної схеми для визначення $\phi_1 \frac{v_{S_1} \cos \alpha_1'}{\omega_1}$.

$$\begin{aligned} \frac{dx_{S_1}'}{d\varphi_1} &= -l_1' \sin \varphi_1; & \frac{dy_{S_1}'}{d\varphi_1} &= l_1' \cos \varphi_1; \\ \frac{d^2 x_{S_1}'}{d\varphi_1^2} &= -l_1' \cos \varphi_1; & \frac{d^2 y_{S_1}'}{d\varphi_1^2} &= -l_1' \sin \varphi_1. \end{aligned}$$

Проекції сили інерції маси m_1 на осі AX' і AY' :

$$\begin{aligned} \phi_{1(x)} &= -m_1 a_{S_1}^{(x')}, \\ \phi_{1(y)} &= -m_1 a_{S_1}^{(y')}, \end{aligned}$$

де $a_{S_1}^{(x')}, a_{S_1}^{(y')}$ – проекції прискорення точки S_1 на осі AX' і AY' , які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} a_{S_1}^{(x')} &= \frac{d^2 x_{S_1}'}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{dx_{S_1}'}{d\varphi_1} \varepsilon_1 = -l_1' (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1), \\ a_{S_1}^{(y')} &= \frac{d^2 y_{S_1}'}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{dy_{S_1}'}{d\varphi_1} \varepsilon_1 = -l_1' (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1). \end{aligned}$$

Проекції сили інерції $\vec{\phi}_1$ на осі AX' і AY' :

$$\begin{aligned} \phi_{1(x')} &= m_1 l_1' (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1), \\ \phi_{1(y')} &= m_1 l_1' (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1). \end{aligned}$$

Модуль вектора сили інерції $\vec{\phi}_1$:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \sqrt{\phi_{1(x')}^2 + \phi_{1(y')}^2} = \\ &= m_1 l_1' \sqrt{(\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1)^2 + (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1)^2} = m_1 l_1' \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon_1^2} \end{aligned}$$

Аналізуючи рис. 2.5, можна зробити висновок, що кут α_1' як при прискореному, так і при сповільненому обертанні кривошипа, буде набувати значень, які можна розрахувати наступним чином:

$$\alpha_1' = \frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right). \quad (2.47)$$

Таким чином:

$$\phi_1 \frac{v_{S1} \cos \alpha_1'}{\omega_1} = m_1 l_1'^2 \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon_1^2} \cos\left[\frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right)\right]. \quad (2.48)$$

Після спрощень отримаємо:

$$\phi_1 \frac{v_{S1} \cos \alpha_1'}{\omega_1} = -m_1 l_1'^2 \varepsilon_1. \quad (2.49)$$

Далі потрібно встановити вираз для $\phi_3 \frac{v_{S2} \cos \alpha_2'}{\omega_1}$ (див. рис. 2.6):

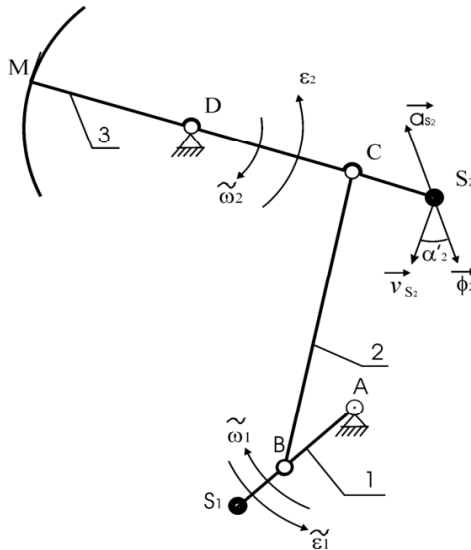


Рис. 2.6. Фрагмент кінематичної схеми ВК для визначення

$$\phi_3 \frac{v_{S2} \cos \alpha_2'}{\omega_1}$$

$\phi_2 = m_2 a_{S2}$ – модуль сили інерції маси m_2 ;

a_{S2} – прискорення точки S_2 , яке знаходиться за формулою:

$$a_{S2} = l_3' \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2},$$

де

$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \omega_1 = \left(\frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} \right) \omega_1. \quad (2.50)$$

Кутове прискорення

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \varepsilon_1, \quad (2.51)$$

$$\frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{d}{d\varphi_1} \left(\frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}} \right).$$

З метою зменшення громіздкості формул уведемо наступні позначення:

$$b = a'A - aA'; \quad c = A\sqrt{A^2 - a^2}; \\ d = y'A - yA'; \quad e = A\sqrt{A^2 - y^2};$$

тоді

$$\frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{d}{d\varphi_1} \left(\frac{b}{c} - \frac{d}{e} \right) = \frac{b'c - bc'}{c^2} - \frac{d'e - de'}{e^2},$$

причому

$$b' = \frac{db}{d\varphi_1} = a''A - aA''; \quad c' = A'\sqrt{A^2 - a^2} + A \frac{AA' - aa'}{\sqrt{A^2 - a^2}}; \\ d' = y''A - yA''; \quad e' = A'\sqrt{A^2 - y^2} + A \frac{AA' - yy'}{\sqrt{A^2 - y^2}};$$

водночас:

$$a'' = \frac{1}{l_3} [(x')^2 + xx'' + (y')^2 + yy'']; \quad x'' = \frac{d^2x}{d\varphi_1^2} = -l_1 \cos \varphi_1 \\ y'' = \frac{d^2y}{d\varphi_1^2} = -l_1 \sin \varphi_1; \quad (x')^2 + (y')^2 = l_1^2.$$

Після виконання спрощень отримуємо:

$$a'' = \frac{l_1 l_0}{l_3} \cos \varphi_1. \quad (2.52)$$

Знаходимо величину A'' :

$$A'' = \frac{dA'}{d\varphi_1} = \frac{(xx'' + yy'' + (x')^2 + (y')^2)A - (xx' + yy')A'}{A^2}.$$

Після виконання перетворень отримаємо:

$$A'' = \frac{l_0 l_1 [(l_1^2 + l_0^2) \cos \varphi_1 - l_0 l_1 (1 + \cos^2 \varphi_1)]}{A^3}. \quad (2.53)$$

Модуль швидкості точки S_2 :

$$v_{S_2} = |\omega_3| l_3'. \quad (2.54)$$

Аналогічно, як і кут α_1' :

$$\alpha_2' = \frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2}\right). \quad (2.55)$$

Модуль сили інерції:

$$\phi_2 = m_2 l_3' \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}.$$

Тоді можна записати остаточно:

$$\phi_2 \frac{v_{S2} \cos \alpha_2'}{\omega_1} = m_2 l_3' \frac{|\omega_3|}{\omega_1} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2} \cos \left[\frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2} \cdot \frac{\omega_3}{|\omega_3|}\right) \right]. \quad (2.56)$$

У формулі (2.56) під знаком \arctan стоїть відношення $\frac{\omega_3}{|\omega_3|}$, яке

дорівнює 1 при підйомі головки балансира і -1 при його опусканні. Це зроблено тому, що формула (2.55) для α_2' справедлива тільки при підйомі головки балансира, а при його опусканні α_2' визначається так:

$$\alpha_2' = \frac{\pi}{2} + \arctan\left(-\frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2}\right). \quad (2.57)$$

Це співвідношення можна перевірити. Спростуючи (2.56) і враховуючи те, що $\frac{\omega_3}{|\omega_3|} > 0$ при підйомі головки балансира, а при

його опусканні $\frac{\omega_3}{|\omega_3|} < 0$, отримаємо:

$$\phi_2 \frac{v_{S2} \cos \alpha_3'}{\omega_1} = \pm m_2 l_3'^2 \frac{|\omega_3|}{\omega_1} \varepsilon_3. \quad (2.58)$$

В формулі (2.58) знак “-” необхідно брати при підйомі головки балансира і знак “+” при її опусканні.

Знайдемо $M_{\phi 1} \cos \alpha''$. $M_{\phi 1}$ – модуль моменту сил інерції всіх мас, що розміщені за кривошипом, включаючи і ротор електродвигуна, який приводить у рух верстат-качалку. Цей момент визначається за формулою:

$$M_{\phi 1} = J_{zv}^* |\varepsilon_1|, \quad (2.59)$$

де J_{zv}^* –зведений момент інерції всіх мас, що розміщені між кривошипом і двигуном, включаючи ротор електродвигуна.

$$M_{\phi 1} \cos \alpha_1'' = J_{zv}^* |\varepsilon_1| \cos \alpha_1'' = -J_{zv}^* \varepsilon_1. \quad (2.60)$$

Зрівноважувальний момент:

$$M = P\eta / \omega_1, \quad (2.61)$$

де:

P – потужність на валу електродвигуна;

η – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу верстата-качалки.

Для того, щоб обчислити F_d за формулою (2.29), необхідно знати часові залежності (значення в кожний момент часу) $\omega_1, \varepsilon_1, \varphi_1, M$. У випадку вимірювання переміщення точки E від її нижнього положення (що найзручніше виконувати практично), знаючи її швидкість та прискорення, можна знайти невідомі $\omega_1, \varepsilon_1, \varphi_1$. Це можна зробити таким чином.

Нехай маємо функцію $S_E(t)$, де S_E – переміщення точки E від її нижнього положення; t – час руху ($t=0$ відповідає нижньому положенню точки E). Величина кута ψ може бути визначена з наступної залежності:

$$\psi = [S_E(t) - h_E] / l_3'', \quad (2.62)$$

де h_E – віддаль між нижнім положенням точки E і положенням, при якому балансір розміщений горизонтально. Оскільки $\psi = \varphi_2 - \varphi_2^*$ (див. рис. 2.3), то

$$\frac{[S_E(t) - h_E]}{l_3''} = \arcsin\left(\frac{a}{A}\right) + \arccos\left(\frac{y}{A}\right) - \frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{a_0}{b_0}\right). \quad (2.63)$$

Величина h_E знаходиться з $\triangle ADC_0$ (Рис. 2.7, а). За теоремою косинусів маємо:

$$(l_1 + l_2)^2 = l_3^2 + l_0^2 - 2l_0l_3 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_0 + \psi_{\max}^*\right).$$

З цього рівняння

$$\psi_{\max}^* = \arccos\left(\frac{l_3^2 + l_0^2 - (l_1 + l_2)^2}{2l_0l_3}\right) + \varphi_0 - \frac{\pi}{2}. \quad (2.64)$$

Звідси $h_E = (\psi_{\max}^*) \cdot l_3''$.

Рівняння (2.63) є трансцендентним рівнянням, з якого для кожного значення $S_E(t)$ можна знайти φ_1 . Проте слід зауважити, що функція $S_E(t)$ двічі за період роботи механізму приймає одне і те ж значення. Одне з них відповідає підйому головки балансіра, а друге її опусканню. При підйомі головки балансіра кут φ_1 змінюватиметься від φ_n^0 до φ_n (див. Рис. 2.7), а при опусканні від φ_n до $\varphi_n^0 + 2\pi$. Це означає, що при підйомі головки балансіра

корені рівняння необхідно шукати в діапазоні $[\varphi_n^0, \varphi_n]$, а при опусканні $-\varphi_n, \varphi_n + 2\pi$. Кути φ_n^0 і φ_n знаходимо, користуючись рис. 2.7:

а) за теоремою косинусів (рис. 2.7, а)

$$l_3^2 = l_0^2 + (l_1 + l_2)^2 - 2l_0(l_1 + l_2)\cos(\varphi_n^0),$$

$$\varphi_n^0 = \arccos\left[\frac{l_0^2 + (l_1 + l_2)^2 - l_3^2}{2l_0(l_1 + l_2)}\right]; \quad (2.65)$$

б) за теоремою косинусів (рис. 2.7, б)

$$l_3^2 = l_0^2 + (l_2 + l_1)^2 - 2l_0(l_2 + l_1)\cos(\varphi^*),$$

$$\varphi_n = \pi + \arccos\left[\frac{l_0^2 + (l_2 - l_1)^2 - l_3^2}{2l_0(l_2 - l_1)}\right]. \quad (2.66)$$

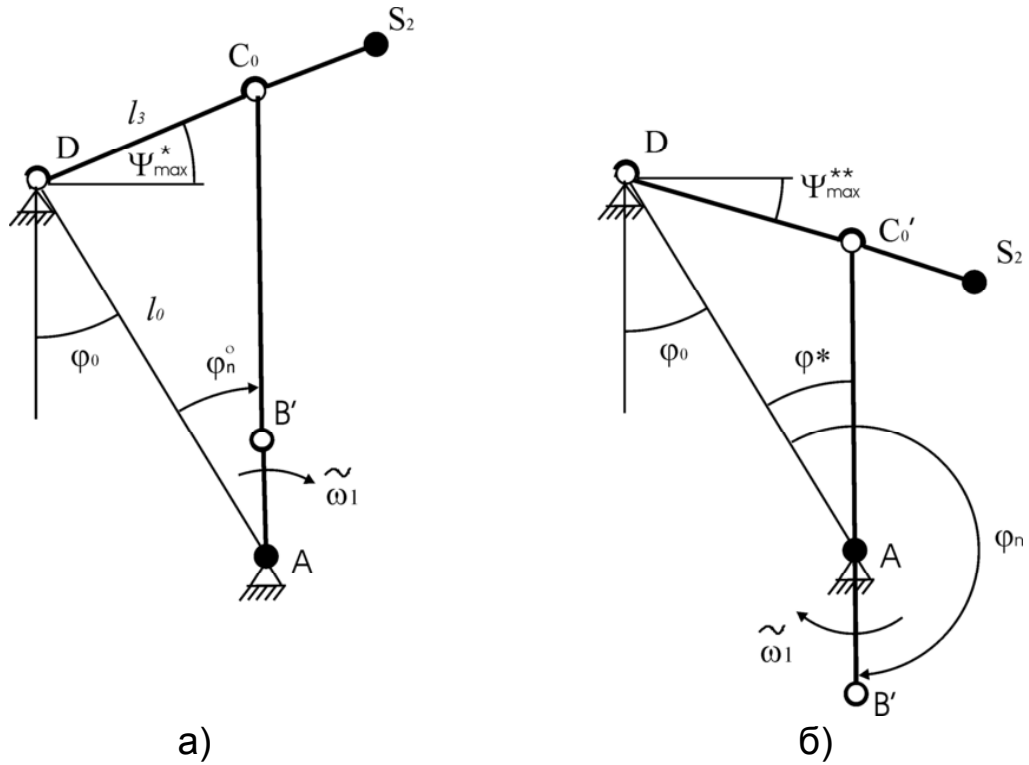


Рис. 2.7. Фрагменти кінематичної схеми для визначення кутів φ_n^0 і φ_n

Швидкість точки E за модулем можна записати так:

$$v_E(t) = |\omega_3| l_3'' = \left| \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}} \right| \omega_1 \cdot l_3'' \quad (2.67)$$

З цього рівняння ω_1 буде визначатись як:

$$\omega_1 = \frac{v_E(t)}{\left| \frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}} \right| \cdot l_3''}. \quad (2.68)$$

Для того, щоб знайти кутову швидкість ω_1 кривошипа, спочатку за відомим значенням функції $S_E(t)$ потрібно з рівняння (2.63) знайти кут φ_1 , після цього за формулою (2.68) обчислюється ω_1 .

Прискорення точки E (див. Рис. 2.3) дорівнює тангенціальному прискоренню точки K відносно точки D .

$$a_E(t) = {}_D a_K^\tau = \varepsilon_3 l_3'' = \left[\left(\frac{b'c - bc'}{c^2} - \frac{d'e - de'}{e^2} \right) \omega_1^2 + \left(\frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}} \right) \varepsilon_1 \right] \cdot l_3'' \quad (2.69)$$

З рівняння (2.69) обчислюємо кутове прискорення кривошипа:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_E(t) - \left(\frac{b'c - bc'}{c^2} - \frac{d'e - de'}{e^2} \right) \omega_1^2 l_3''}{\left(\frac{a'A - aA'}{A\sqrt{A^2 - a^2}} - \frac{y'A - yA'}{A\sqrt{A^2 - y^2}} \right) \cdot l_3''}. \quad (2.70)$$

Маючи величини $\omega_1, \varepsilon_1, \varphi_1$, можна знайти всі доданки правої частини рівняння (2.29), а, отже, визначити динамічну силу, яка діє в точці підвісу штанг.

Врешті для розв'язання поставленого завдання необхідно знати для одного і того ж моменту часу $S_E(t), v_E(t), a_E(t), P(t)$. Функція $S_E(t)$ приймає тільки додатні значення, а функція $v_E(t)$ є додатною при підйомі головки балансира, а при його опусканні – від'ємна. Прискорення $a_E(t) > 0$, якщо вектор $\vec{a}_E(t)$ спрямований вгору, а в протилежному разі – від'ємне.

Підсумково слід зауважити, що розроблена математична модель, яка описує роботу ШГНУ в динамічному режимі, з погляду програмної реалізації може бути рекомендованою для використання в поєднанні з високошвидкісними (16-ти і більше розрядними) обчислювальними системами при потребі побудови діагностичних систем реального часу. Це зумовлено значною кількістю необхідних обчислень та потребою проведення чисельного диференціювання, і в більшості випадків така модель

виявиться нереалізованою для 8-розрядних діагностичних систем реального часу.

На основі дослідних даних, одержаних із діючих свердловин Надвірнянського та Бориславського НГВУ, проведено перерахунок динамограм із ватметрографічних залежностей, використовуючи для розрахунку розроблену динамічну модель верстата-качалки. При проведенні експериментів одночасно здійснювався запис динамограми за допомогою гідравлічного динамографа та ватметрограми за допомогою контрольної ІВС.

Таблиця 2.1

Свердловина, дата проведення експерименту	Значення коефіцієнта кореляції між динамограмами, знятими динамографом та обрахованими за формулами:			
	формула Л.Ф.Куліковського та В.О.Крічке [11]	формула Н.Т.Абдулаєва та ін. [12]	статична модель (2.21)	динамічна модель (2.29)
Свердловини НГВУ «Надвірнанафтогаз»				
Б-320 (07.11.01)	0,797	0,617	0,815	0,924
Б-320 (05.06.02)	0,838	0,701	0,9	0,95
Б-320 (13.06.02)	0,778	0,687	0,751	0,851
Б-420 (24.12.03)	0,781	0,16	0,926	0,944
Б-588 (19.06.02)	0,568	0,483	0,888	0,903
Б-588 (27.03.03)	0,715	0,616	0,715	0,767
Свердловини НГВУ «Бориславнафтогаз»				
560 (15.03.02)	0,18	-0,327	0,825	0,864
557 (15.03.02)	0,28	-0,277	0,693	0,711
1604 (04.04.02)	0,725	0,726	0,78	0,812

Отримані результати порівняння вказують на те, що застосування динамічної моделі дозволяє підвищити точність обрахунку динамограм в середньому на 1÷5% порівняно зі статичними моделями, що підтверджує доцільність її застосування при реалізації методів діагностування ШГНУ.

2.2 Діагностичні моделі підземного обладнання ШГНУ

2.2.1 Логічна діагностична модель вставного насоса ШГНУ

Вихідною інформацією, на основі якої будується логічна модель, може бути причинно-наслідковий зв'язок між параметрами об'єкта і вихідними реакціями; структурні функціональні і принципіві схеми; алгебраїчні і диференціальні рівняння, які зв'язують вхідні і вихідні координати об'єкта [15].

Приймаємо за вихідну інформацію при побудові логічної моделі ШГНУ її структурну функціональну схему, тобто відомі всі взаємозв'язки деталей і вузлів ШГНУ, їх вплив на роботу установки і взаємозв'язок один з одним.

Згрупуємо структурні одиниці насоса в блоки і позначимо їх символами $P_{i1}...P_{in}$. Входи блока P_{in} , які є зовнішніми входами позначимо через $X_{i1}...X_{in}$; входи блока P_{in} , які є виходами інших блоків – $Y_{i1}...Y_{in}$; а виходи блока P_{in} – $Z_{i1}...Z_{in}$, де $i = (1, N)$. Кожен блок має число входів (виходів), рівне числу його вихідних (вхідних) параметрів. Функціональну схему показано на Рис. 2.8.

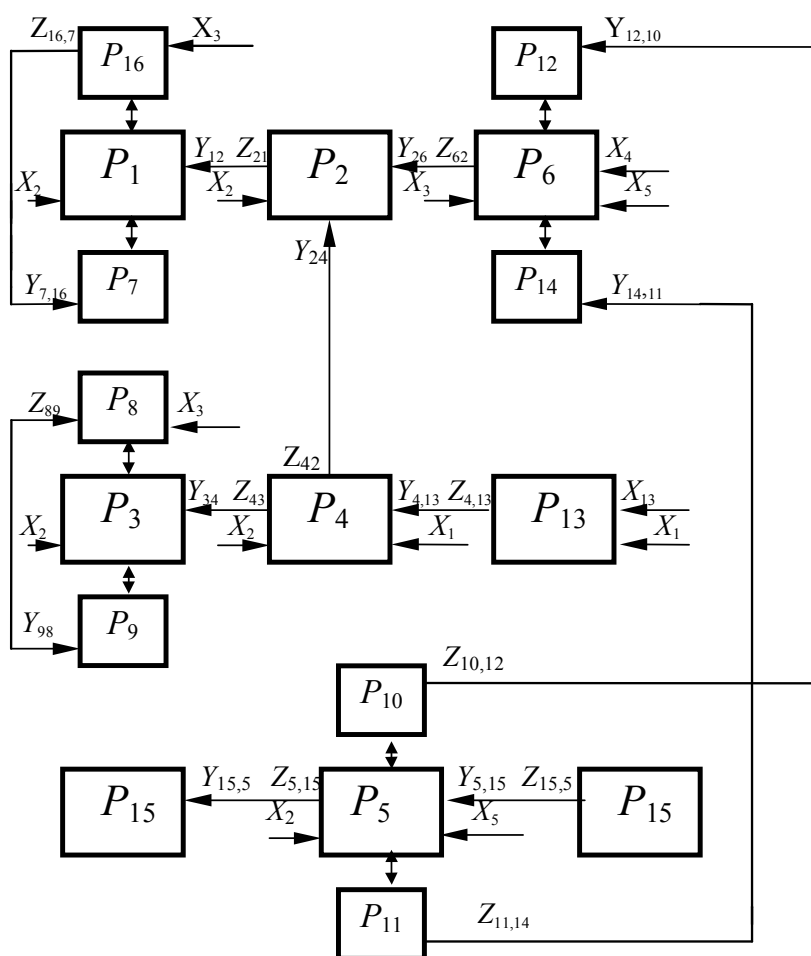


Рис. 2.8. Функціональна схема вставного насоса

Робочими частинами глибинного насоса є: приймальний клапан (P_1) (основні елементи – кулька (P_{16}) і сідло (P_7)); циліндр (P_2); нагнітальний клапан (P_3) (основні елементи – кулька (P_8) і сідло (P_9)); плунжер (P_4); вузол замкової опори (P_5) (основні деталі – опорне кільце (P_{10}) і пружинний якір (P_{11})); вузол замка (P_6) (основні деталі – конус (P_{12}) і упорний ніпель (P_{14})).

На елементи діють: зовнішні сили (впливи) (X_1), визвані зворотньо-поступальним рухом ВК; сили (X_2), обумовлені гідродинамічними характеристиками видобуваної рідини (вплив газу, механічних домішок, в'язкість рідини і т.д.); підйимальної сили (X_3), визвані тиском притоку рідини, утримуючі сили (X_4), визвані гідростатичним тиском стовпа рідини; утримуючі сили X_5 самого замка.

На механічний рух полірованого штока, який передається штанговій колоні (ШК), накладається власний рух штанг (X_{13}), визваний видовженням, інерцією і вібрацією, що передається штоку (P_{13}), а від нього циліндру (P_4) вихідною $Z_{13,4}$ і вхідною $Y_{4,13}$ силою, а також нагнітальному клапану (P_3) вихідною $Z_{4,3}$ і вхідною $Y_{3,4}$ силами. Механічне з'єднання приймального клапана (P_1), циліндра (P_2) і вузла замка (P_6) представлені вихідними $Z_{2,1}$ і $Z_{6,2}$ і вхідними $Y_{2,6}$ і $Y_{1,2}$ сигналами.

Між плунжером і циліндром виникає напіввідке тертя, що позначається вихідною $Z_{4,2}$ і вхідною $Y_{2,4}$ силами.

В клапанній парі має місце характерний удар кульки по сідлу, що виражено вихідними $Z_{6,7}$ і $Z_{8,9}$ і вхідними $Y_{7,6}$ і $Y_{9,8}$ сигналами. А на самі кульки діють зовнішні сили X_3 від тиску стовпа рідини.

Силу утримання конуса (P_{12}) на опорному кільці (P_{10}), завдяки якій насос утримується в замковій опорі, а також забезпечує надійну герметичність, показано вихідною $Z_{10,12}$ і вхідною $Y_{12,10}$ силами.

Сила притискання, з якою пружинний якір (P_{11}) утримує насос в опорі від переміщень і руху плунжера, до упорного ніпеля (P_{14}) показана вихідною $Z_{11,13}$ і вхідною $Y_{13,11}$ силами.

Вузол замкової опори попередньо спускають в свердловину на насосно-компресорних трубах (НКТ) (P_{15}) і цей механічний зв'язок показано вихідними $Z_{15,5}$, $Z_{5,15}$ і вхідними $Y_{5,15}$, $Y_{15,5}$ сигналами.

Таким чином, функціональна схема вставного насоса дозволяє визначити всі механічні, гідродинамічні та інші зв'язки елементів і вузлів насоса, їх взаємодію і вплив один на другого.

В зв'язку з тим, що ШГНУ призначена для виконання одного робочого алгоритму функціонування, в реалізації якого приймають участь всі блоки і елементи, а також всі зв'язки функціональної схеми насоса, для всього робочого процесу діагностування будується лише одна функціональна схема.

Для отримання логічної моделі насоса кожен блок функціональної схеми замінюємо блоками, які мають загальний вихід і суттєві для кожного виходу входи. В загальному випадку кожному вихідному блоку функціональної схеми відповідає підмножина блоків логічної моделі із множини $Q_1 \dots Q_n$, де $n = \sum n_i = 19$ (Рис. 2.9).

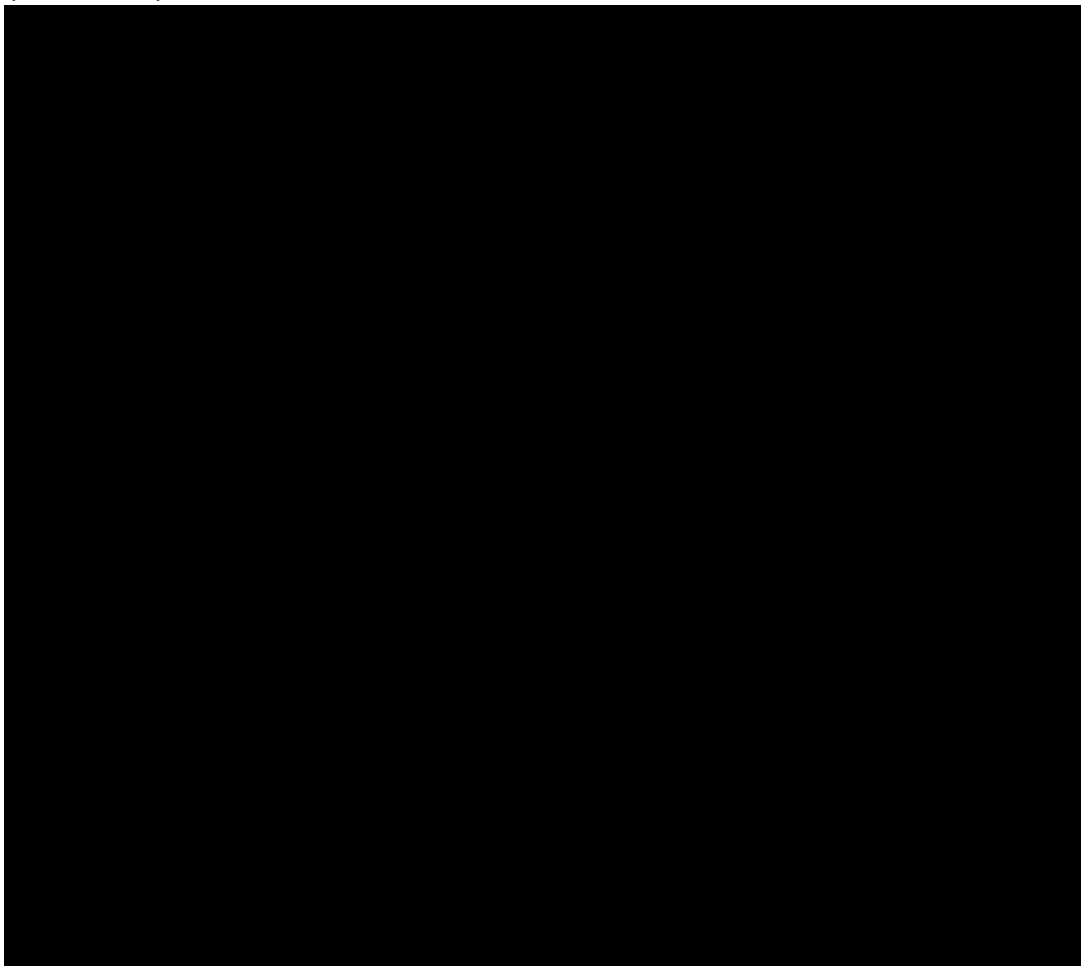


Рис. 2.9. Логічна модель вставного насоса ШГНУ

Позначимо блоки логічної моделі через: Q_1 – втрата герметичності приймальної і нагнітальної частини; Q_2 – абразивний знос клапана; Q_3 – механічний клапана; Q_4 – запізнювання посадки кульки на сідло клапана; Q_5 – знос плунжерної пари; Q_6 – збільшення зазору в плунжерній парі; Q_7 – заїдання або прихват плунжера; Q_8 – виривання насоса з замкової пружини; Q_9 – висока посадка плунжера; Q_{10} – удар плунжера при ході вниз; Q_{11} – зміна характеристики видобуваної рідини; Q_{12} – поломка пір'їв якоря; Q_{13} – зазор між опорним кільцем і конусом; Q_{14} – незаповнення циліндра рідиною; Q_{15} – неякісне виготовлення деталей і недбалість збирання вузлів; Q_{16} – поломки

в штангах; Q_{17} – поломка стакану; Q_{18} – відворот або злом клітки клапана; Q_{19} – відворот плунжера.

До логічної моделі входять основні конструктивні недоліки, монтажні і експлуатаційні дефекти; позначені зв'язки і вплив дефектів, які виникли, на інші елементи насоса і представлено весь ланцюг розвитку цих дефектів.

Втрата герметичності приймальної чи нагнітальної частини Q_1 обумовлена абразивним зносом клапана Q_2 (зокрема кульки, так як зміна форми або розміру сідла в процесі роботи не позначається на герметичності клапана) (вихід $Z_{2,1}$ вхід $Y_{1,2}$). Останній визваний зміною характеристики свердловинної рідини Q_{11} (збільшення кількості абразивних частинок, сірководню, мінералізованої води, газу і т.д.) (вихід $Z_{11,2}$ вхід $Z_{2,11}$), що визивається зовнішніми джерелами X_{11} .

При роботі насоса в момент зняття навантаження під впливом власної ваги відбувається удар кульки по сідлу X_3 . Так як в загальному випадку кулька рухається не по осі сідла і ударяється в його край, то площа дотику їх в момент удару незначна, а тому навантаження в момент удару велике, це визиває втому метала сідла, виникає розкришування поверхні фаски, відколювання дрібних частинок від сідла, а також знос поверхні кульки (механічний знос клапанної пари) Q_3 , і як наслідок, втрачається герметичність клапана (вихід $Z_{3,1}$, вхід $Y_{1,3}$). Втрата герметичності клапана може виникнути і від джерела Q_{15} технологічного характеру – невідповідність степені пригонки кульки і сідла а також внаслідок запізнювання посадки кульки на сідло Q_4 (вихід $Z_{4,1}$, вхід $Y_{1,4}$), що збільшується з збільшенням в'язкості рідини. Остання відмова не носить чисто механічного характеру, вона визначається гідродинамікою потоку X_4 , який проходить через сідло і клітку клапана. Але це запізнення в значній мірі зменшує подачу насоса. Втрата герметичності як приймального, так і нагнітального клапана призводить до перетікань рідини відповідно в свердловину або в циліндр, і, як наслідок, зменшується подача насоса. При дуже великій величині зазора, коли для перетока рідини потрібні незначно малі перепади тиску, можливий вихід з ладу відповідно або приймального або нагнітального клапана.

Збільшення зазору в плунжерній парі Q_6 призводить до втрати герметичності нагнітальної частини і виникає внаслідок

зносу плунжерної пари Q_5 (вихід $Z_{5,6}$, вхід $Y_{6,5}$). Останній може бути визваний зміною характеристики свердловинної рідини Q_{11} (вплив корозійно-активних речовин робочого середовища: мінералізованої води і абразивних частинок, підвищення температури на вибої і т.д.) (вихід $Z_{11,5}$, вхід $Y_{5,11}$); зовнішніми джерелами X_5 експлуатаційного характеру: механічний знос, неякісне виготовлення циліндра, недбалість складання його вузлів Q_{15} (вихід $Z_{15,5}$, вхід $Y_{5,15}$) (зміщення втулок, непрямолінійність їх, неперпендикулярність торців втулок до геометричної осі їх каналу; невідповідність степені пригонки насоса). Як би не працював насос, зазор в плунжерній парі не може збільшитись настільки, щоб спричинити вихід з ладу насоса. При великій довжині шляху завжди виникають опори, що забезпечують сприйняття хоча б частини навантаження від ваги рідини. Зазор в плунжерній парі також може бути визваний джерелом Q_{15} (вихід $Z_{15,6}$, вхід $Y_{6,15}$) технологічного характеру (невідповідністю степені пригонки деталей).

Заїдання або прихват плунжера Q_7 спричиняється підвищеним тертям на окремих участках його шляху або на всьому протязі ходу внаслідок зміни характеристики видобуваної рідини Q_{11} (вихід $Z_{11,7}$, вхід $Y_{7,11}$), а також від джерела Q_{15} (вихід $Z_{15,7}$, вхід $Y_{7,15}$) технологічного характеру (невідповідність степені пригонки деталей), джерела свердловинного характеру X_7 (викривлення свердловини). Внаслідок цього виникають значні напруження в ШК, які спричиняють «змакаронування» ШК, коли вона, стискаючись, приймає форму гвинтової лінії при ході головки балансира вниз і їх обрив (від скачкоподібного навантаження під час зриву плунжера) (вихід $Z_{7,16}$, вхід $Y_{16,7}$). При механічному зносі плунжерної пари є можливість відриву великих частинок металу від поверхні, що спричиняє прихват плунжера (вихід $Z_{5,7}$, вхід $Y_{7,5}$), а останній, в свою чергу, може призвести до виривання насоса з замкової пружини Q_8 (вихід $Z_{7,8}$, вхід $Y_{8,7}$) і перетікання рідини в свердловину. Виривання насоса з замкової пружини Q_8 можливе завдяки підймальним силам, що виникли внаслідок зміни характеристики свердловинної рідини Q_{11} (вихід $Z_{11,8}$, вхід $Y_{8,11}$) (високого пластового тиску, який діє на нижню частину плунжера, і високій в'язкості рідини).

Висока посадка плунжера Q_9 можлива внаслідок зовнішніх джерел X_9 монтажного характеру (неправильного регулювання

довжини штанг). Під час високої посадки плунжер впирається в упор циліндра і, якщо, величина високої посадки незначна, то при натяжці насоса утворюється зазор між конусом і сідлом Q_{13} , що веде до витікань рідини з труб і зниженню подачі. Якщо величина посадки велика, то відбувається викидання насоса з замкової пружини (Q_8), внаслідок чого з насосних труб витікає велика кількість рідини. При ході полірованого штока вниз насос знову буде захоплений замком і посаджений на посадочне місце. За пару таких ходів є можливість поломки пір'їв якоря Q_{12} (вихід $Z_{8,12}$, вхід $Y_{12,8}$), внаслідок чого він не зможе достатньо утримувати насос в опорі від переміщень при русі плунжера.

Удари плунжера при ході вниз Q_{10} , що можливо внаслідок неправильного регулювання ШК або при незначному виході нижньої втулки циліндра з нормального положення X_{10} , спричиняють удари плунжера по приймальному клапану насоса або по втулці, що призводить до поломки стакана клапана Q_{17} (вихід $Z_{10,17}$, вхід $Y_{17,10}$); злом клітки клапана Q_{18} (вихід $Z_{10,18}$, вхід $Y_{18,10}$); відворот плунжера Q_{19} (вихід $Z_{10,19}$, вхід $Y_{19,10}$); стряс ШК і може призвести до поломок в ШК (обриву штанг, повздожнього згину нижньої частини штанг, розлад муфтових з'єднань) Q_{16} (вихід $Z_{10,16}$ вхід $Y_{16,10}$). Останнє може призвести до зменшення подачі або повністю виходу з ладу насоса.

Відворот плунжера Q_{19} , та клітки клапана Q_{18} також можливі від джерела Q_{15} (недостатнього крутного моменту затяжки вузлів при зборці) (виходи $Z_{15,18}$ і $Z_{15,19}$, вхід $Y_{18,15}$ і $Y_{19,15}$), що спричинить вихід з ладу насоса.

Незаповнення циліндра рідиною Q_{14} визивається зовнішніми джерелами X_{14} свердловинного характеру: внаслідок перевищення продуктивності насоса над притоком рідини в свердловину (включаючи частковий випадок повної відсутності подачі), при цьому динамічний рівень знаходиться на прийомі насоса; і в випадку, коли динамічний рівень знаходиться вище прийому насоса, але в насос разом з рідиною поступає газ. Незаповнення циліндра рідиною призводить до зменшення подачі насоса або заблокування його газом. В залежності від початкового тиску газу можливий значний удар плунжера по рідині під час ходу вниз (вихід $Z_{14,10}$ вхід $Y_{10,14}$), що може спричинити поломки в штангах Q_{16} (вихід $Z_{10,16}$ вхід $Y_{16,10}$).

Зазор між опорним кільцем і конусом Q_{13} може бути зумовлений зміною характеристики свердловинної рідини Q_{11} (високий пластовий тиск, висока в'язкість рідини, пісок) (вихід $Z_{11,13}$, вхід $Y_{13,11}$), а також від підйимальної сили, визваної опором тертя в плунжерній парі Q_7 (вихід $Z_{7,13}$, вхід $Y_{13,7}$), або визваний джерелом Q_{15} технологічного характеру (невідповідність степені пригонки, неправильно посаджене кільце) (вихід $Z_{15,13}$, вхід $Y_{13,15}$). Зазор призводить до зменшення подачі насоса або виходу його з ладу.

Виходи Z_{ij} з блока кожного дефекту є входами Y_{ij} блоків корпусних деталей Q_k , вихід з яких Z_{kj} є вібраційним сигналом.

Таким чином, логічна модель дає наочне представлення про найбільш вразливі і відповідальні елементи ШГНУ, а також зв'язки структурних і діагностичних параметрів, що в кінцевому результаті дозволить вибрати діагностичні ознаки і покласти їх в основу методів діагностування ШГНУ, які розробляються. Логічна модель ШГНУ дозволяє встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та зв'язок з іншими дефектами.

2.2.2 Математична діагностична модель підземної частини ШГНУ

Дослідженнями впливу коливань ШК, (як вимушених, викликаних дефектами вузлів та елементів свердловинного насосу, так і власних), на ефективність роботи ШГНУ, займалися такі відомі вчені, як А.С.Вірновський, А.Н. Адонін, І.Г.Бєлов, М.М.Багіров, Н.Б.Рабінович [2,16,17,18,19,20,21,22]. Отримані результати досліджень показали, що коливання ШК можуть призвести до суттєвого збільшення її деформації в порівнянні з деформаціями від статичних сил і сил інерції. Вказане явище має не лише позитивний характер – збільшення ходу плунжера насосної установки, але і негативні наслідки – збільшення навантажень на штанги, виконавчий і передаточний механізми, а також привід ВК. Останнє має місце при наступленні явища резонансу, тобто збігу частот власних і вимушених коливань ШК [17, 19,20, 23, 24, 25, 26, 27]. Як показує практика, більшу подачу насосної установки можна отримати при сприятливому співпаданні фази коливань і меншу (в порівнянні з розрахунковою) в протилежному випадку. Як показують результати проведених досліджень [2], при видобутку високов'язких свердловинних рідин

коливання ШК (як власні так і вимушені) швидко затухають і не впливають на подачу насоса, а степінь впливу власних коливань на подачу насоса пропорційна глибині його опускання і кількості ходів штока [2, 18].

Технічний стан ШГНУ проявляється як в зміні характеристики коливних процесів в ШК, так і зміні зусиль, що в ній виникають. Найбільш відомі формули для визначення зусиль в ШК, запропоновані Л.С.Лейбензоном:

$$F_{\text{дин}} = Ef_{\text{шт}} \frac{S_o}{L} \mu g \mu,$$

та А.С.Вірновським:

$$F_{\text{дин}} = Ef_{\text{шт}} \frac{V}{\alpha} (1 + 0,307m_1),$$

де E – модуль пружності матеріалу штанг,

$f_{\text{шт}}$ – площа поперечного перерізу штанг,

S_o – довжина ходу точки підвісу,

L – довжина ШК,

μ – параметр динамічної подібності $\mu = \frac{\omega L}{\alpha}$,

ω – частота коливань точки підвісу,

α – швидкість звуку в матеріалі штанг,

V – швидкість точки підвісу штанг відносно плунжера в момент початку його руху, тобто в момент завершення деформації штанг,

m_1 – коефіцієнт, який враховує вплив маси рідини.

$$m_1 = \frac{m_p}{m_{\text{шт}}} \left(\frac{f_{\text{пл}} - f_{\text{шт}}}{f_{\text{мп}} - f_{\text{шт}}} \right),$$

де m_1 , $m_{\text{шт}}$ – маса рідини в трубах і маси штанг,

$f_{\text{пл}}$, $f_{\text{мп}}$, $f_{\text{шт}}$ – площі перерізу плунжера, труб і штанг відповідно.

Вказані формули виведені з умови гармонічного закону руху підвісу

$$S = \frac{S_o}{2} (1 - \sin \omega t)$$

і мають обмежене використання. Результати попередньо проведених експериментальних досліджень показали, що низькочастотний спектр повздовжніх коливань ШК крім гармонічних складових, містять також і субгармонічні складові, обумовлені технічним станом глибинного насоса. Оскільки

сьогодні відсутні теоретичні дослідження закономірностей зміни коливних процесів в штанговій колоні, обумовлених деградаційними процесами, що протікають в насосній установці при експлуатації, а також теоретичні дослідження процесів виникнення резонансних коливань, проведемо необхідні дослідження з метою розробки математичної діагностичної моделі ШГНУ.

При дослідженні коливань ШГНУ представимо модель свердловинного насоса як абсолютно твердого (недеформованого) тіла. У випадку, коли коливання мають малу амплітуду, що відповідає специфіці роботи насоса, закон руху такого тіла можна описати лінійним диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda \frac{dx}{dt} + kx = 0, \quad (2.71)$$

де m – маса заглибного насоса,

λ – коефіцієнт демпфування,

k – коефіцієнт жорсткості з'єднань,
загальний розв'язок якого відомий:

$$x = ae^{-\delta t} \cos(\omega t + \varphi), \quad (2.72)$$

де:

$$\delta = \lambda / 2m; \quad \omega^2 = k/m - (\lambda / 2m)^2. \quad (2.73)$$

Зауважимо, що знак λ буде визначати характер коливань: при $\lambda > 0$ мають місце затухаючі коливання; при $\lambda < 0$ – коливання з амплітудою, що зростає за експоненціальним законом. Як відомо з практики, амплітуда коливань насоса не може необмежено зростати, тому обгрунтованим можна вважати допущення про те, що, починаючи з певного моменту часу, коефіцієнт затухання змінює знак. Стосовно заглибного насоса, це моменти переходу полірованого штока до крайньої верхньої і нижньої точок, при русі балансиру ввєрх і вниз. Вказане дозволяє зробити припущення про аналітичну структуру коефіцієнта демпфування і подати його у вигляді [52,53]:

$$\lambda = -A + B(dx/dt)^2, \quad A > 0; \quad B > 0,$$

де A – постійна складова коефіцієнту демпфування; B – коефіцієнт, який характеризує степєнь впливу на коефіцієнт демпфування квадрата швидкості руху насоса в свердловинній рідині.

В результаті такої заміни рівняння (2.71) набуває вигляду:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \left\{ -A + B \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \right\} \frac{dx}{dt} + kx = 0. \quad (2.74)$$

Проводячи заміну змінних:

$$y = dx/dt, \quad (2.75)$$

одержимо:

$$m \frac{dy}{dt} + \{ -A + B(y^2) \} y + kx = 0, \quad (2.76)$$

Проводячи диференціювання рівняння (2.76), одержимо:

$$m y'' + (-A + 3B y^2) y' + ky = 0. \quad (2.77)$$

Вводячи нову змінну:

$$\tau = t \sqrt{k/m}, \quad (2.78)$$

визначимо похідні, що входять в (2.77):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y}{dt^2} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{dy}{dt} \right) = \frac{d}{d\tau} \left(\frac{dy}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{dt} \right) = \frac{d^2 y}{d\tau^2} \cdot \left(\frac{d\tau}{dt} \right)^2 = \frac{d^2 y}{d\tau^2} \cdot \frac{k}{m}. \\ \frac{dy}{dt} &= \frac{dy}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{dt} = \frac{dy}{d\tau} \sqrt{\frac{k}{m}}. \end{aligned}$$

Після підстановки в (2.77) одержимо:

$$\begin{aligned} m \cdot \frac{k}{m} \frac{d^2 y}{d\tau^2} + \left(\frac{-A}{\sqrt{km}} + \frac{3B}{\sqrt{km}} \cdot y^2 \right) \frac{dy}{d\tau} \cdot k + ky = 0. \\ \frac{d^2 y}{d\tau^2} - \frac{A}{\sqrt{km}} \left(1 - \frac{3B}{A} y^2 \right) \frac{dy}{d\tau} + y = 0. \end{aligned} \quad (2.79)$$

Приймаючи: $\varepsilon = \frac{A}{\sqrt{km}}$; $\tilde{y} = y \sqrt{\frac{3B}{A}}$,

одержимо відоме рівняння Ван-дер-Поля:

$$\frac{d^2 \tilde{y}}{d\tau^2} - \varepsilon (1 - \tilde{y}^2) \frac{d\tilde{y}}{d\tau} + \tilde{y} = 0, \quad (2.80)$$

асимптотичні та чисельні розв'язки якого широко відомі [28, 29]. При цьому слід зауважити, що рівняння (2.80) однорідне, тобто дія зовнішніх сил не враховується. З урахуванням дії зовнішньої сили (в нашому випадку зовнішня сила характеризується дефектом насоса), яку можна змоделювати деякою функцією $f(t)$, рівняння (2.80) набуває вигляду:

$$\frac{d^2 \tilde{y}}{d\tau^2} - \varepsilon (1 - \tilde{y}^2) \frac{d\tilde{y}}{d\tau} + \tilde{y} = f(t). \quad (2.81)$$

Отримане рівняння другого порядку для одержання єдиного розв'язку необхідно доповнити наступними початковими умовами:

$$y(0)=y_0; \quad \frac{d\tilde{y}}{d\tau}(0)=\dot{\tilde{y}}(0),$$

які встановлюються з урахуванням проведених замін змінних.

Проводячи чисельне інтегрування методом Рунге-Куты IV порядку [29, 30] рівнянь (2.80) та (2.81), можна одержати діаграми розподілу переміщень, швидкостей та прискорень ШГНУ в часі, які добре узгоджуються з даними робіт [28,29]. При цьому рівняння II порядку (2.80) записується у вигляді системи:

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{y}}_1 = \tilde{y}_2, \\ \ddot{\tilde{y}}_2 = \varepsilon(1 - \tilde{y}_1^2)\tilde{y}_2 - \tilde{y}_1, \varepsilon > 0 \end{cases} \quad (2.82)$$

Результати розрахунків наведено на Рис. 2.10, Рис. 2.11, Рис. 2.12. Одержані графіки $\tilde{y}(t), \dot{\tilde{y}}(t)$ при різних значеннях параметрів ε виявляють добре узгодження результатів математичного моделювання коливань ШГНУ з реальною фізичною картиною процесу при різних параметрах коливань.

Зокрема, на Рис. 2.10 відображена ситуація при якій зміна швидкості руху ШК при ході вниз або вверх мала і обумовлена динамічним рівнем свердловинної рідини та її в'язкістю, а зміна швидкості при переході балансира від крайніх верхньої і нижньої точок, тобто при зміні напрямку руху ШК, відбувається різко за короткий проміжок часу, що обумовлює імпульсну зміну прискорення. Останнє призводить до збільшення динамічних навантажень на елементи та вузли свердловинного насосу і, як наслідок, наступної його відмови.

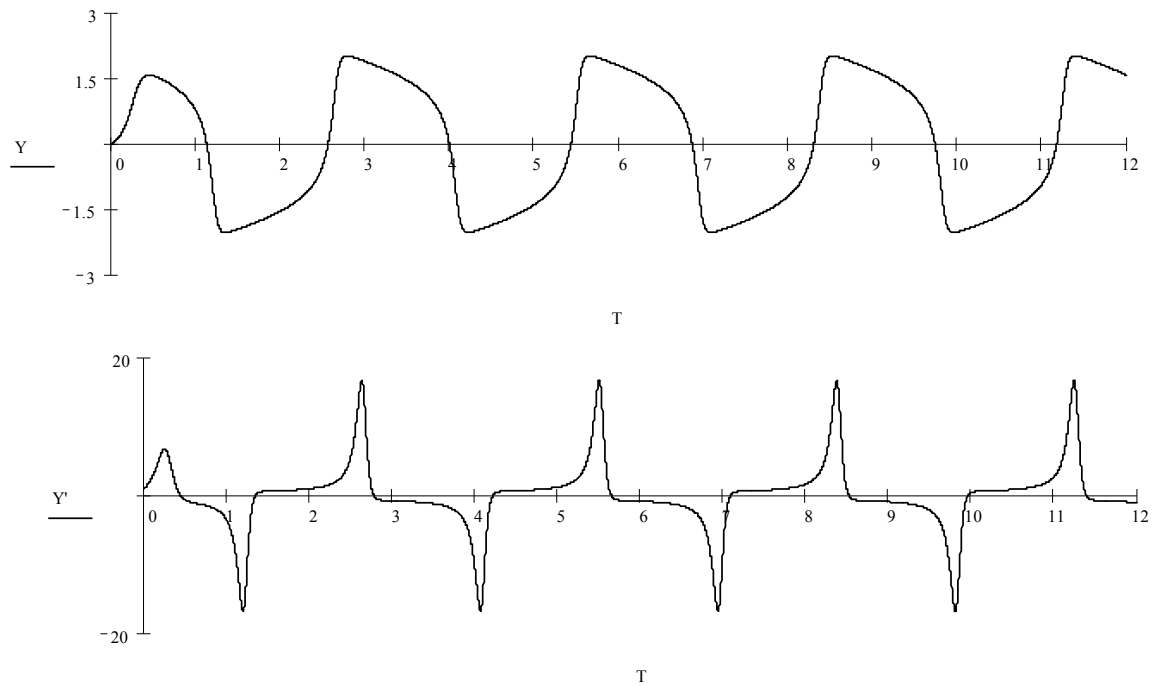


Рис. 2.10. Діаграми розподілу швидкості та прискорення в часі при $\varepsilon=10$

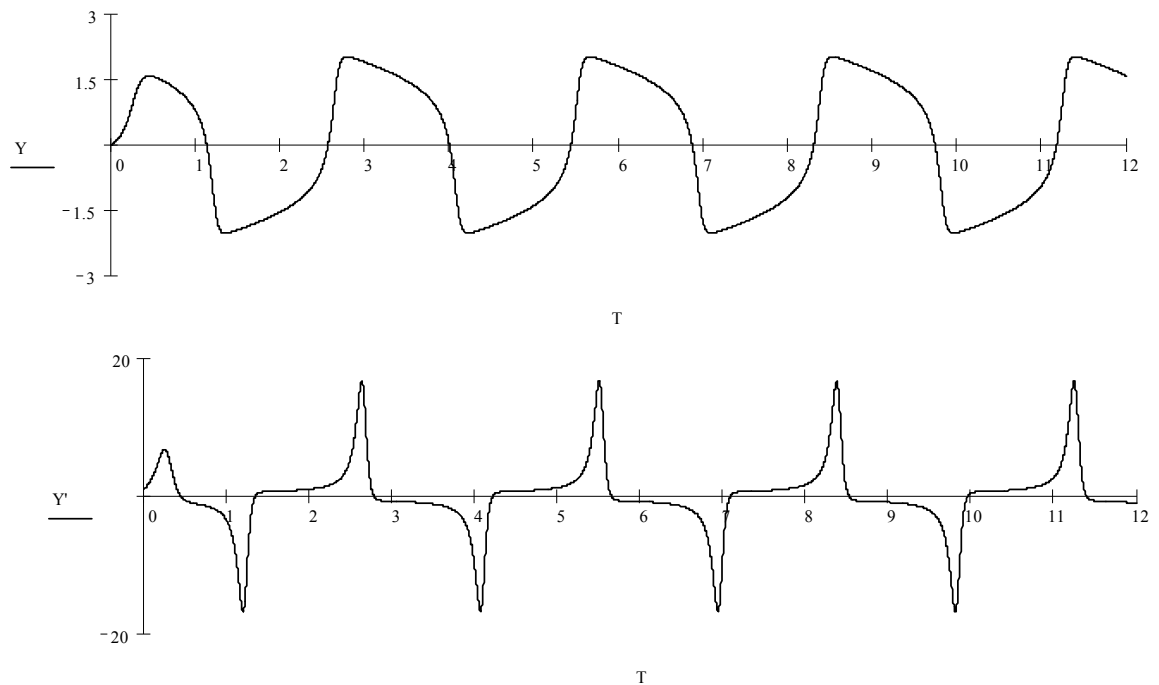


Рис. 2.11. Діаграми розподілу швидкості та прискорення в часі при $\varepsilon=10$ із суттєвим впливом тертя

На Рис. 2.11 наведено результати чисельного моделювання процесу коливань при інших параметрах системи, які характеризуються значенням коефіцієнту $\varepsilon=10$: зміна швидкості більш рівномірна в часі, тобто суттєвішим є вплив тертя на

параметри коливань та запас руху ШК, який може бути результатом заїдання плунжера, викривлення свердловини та інших факторів.

Рівняння (2.80) добре описує процес коливань і у випадках, коли тертя не чинить помітного впливу на процес руху колони штанг (Рис. 2.12). Таким чином, для основних законів тертя, що використовуються при вивченні реальних коливальних систем:

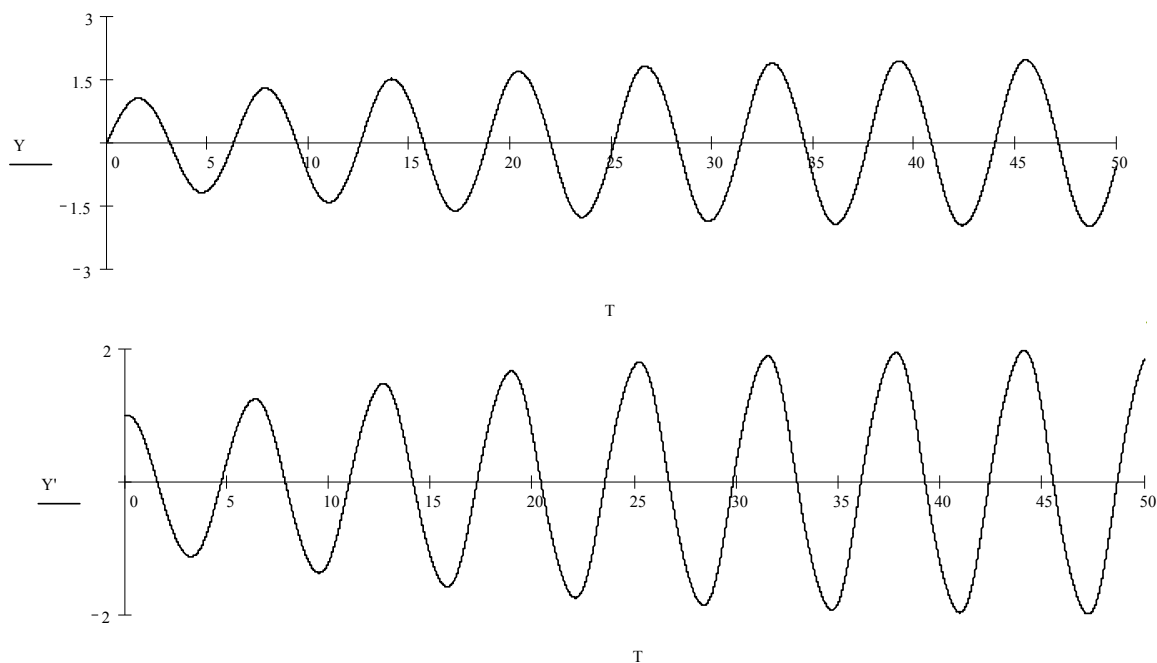


Рис. 2.12. Діаграми розподілу швидкості та прискорення в часі при $\varepsilon=0,1$ при незначному значенні тертя

а) сила тертя пропорційна швидкості (коливання ШК при знаходженні насоса на динамічному рівні і малому числі ходів штока $n=5$);

б) сила тертя пропорційна квадрату швидкості (коливання ШК при знаходженні насоса на 25-50 м нижче динамічного рівня і великій в'язкості свердловинної рідини та великому числі ходів штока $n = 12-15$);

в) постійна сила тертя – нормальний режим експлуатації ШГНУ;

г) внутрішнє тертя, що залежить від швидкості та переміщення, причому аналітично ці функції виражаються складними залежностями,

вказані рівняння типу (2.80), (2.81) дають розв'язки добре узгоджені з реальною фізичною картиною процесу залежності між

величинами, що підлягають оцінці в процесі діагностування технічного стану ШГНУ.

2.2.2.1 Дослідження параметрів коливань ШГНУ при великих значеннях ε

Як показує практика, характеристики коливних процесів ШГНУ обумовлюються як режимними параметрами, так і видами відмов їх вузлів, що виникають в процесі експлуатації. Тому, в одержаних рівняннях типу (2.79), (2.81) коефіцієнт ε може приймати різні значення. Оскільки для даного коефіцієнту введено наступну формулу:

$$\varepsilon = \frac{A}{\sqrt{km}},$$

то при її аналізі можна виділити комбінації відповідних параметрів, які дозволяють одержати значення $\varepsilon \gg 1$. Це досягається за умов великих значень A тобто, постійної складової коефіцієнта опору. Випадки, коли k та m є малими, мало поширені в реальних технічних системах.

Якщо подати рівняння (2.80) у вигляді (2.82), то при розгляді системи (2.82) для великих ε ($\varepsilon \gg 0$) похідна $\tilde{y}'_2 = \varepsilon \cdot (1 - \tilde{y}_1^2) \tilde{y}_2 - \tilde{y}_1$ в околі кривої $g(\tilde{y}_1, \tilde{y}_2) = \varepsilon \cdot (1 - \tilde{y}_1^2) \tilde{y}_2 - \tilde{y}_1 = 0$ має велике за модулем від'ємне значення, тобто, розв'язок буде швидко наближатися до положення рівноваги в околі кривої $\tilde{y}_2 = g(\tilde{y}_1, \tilde{y}_2) = 0$. З системи (2.82) одержуємо:

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{y}}_1 &= \frac{\tilde{y}_1}{\varepsilon(1 - \tilde{y}_1)^2}, \\ \frac{d\tilde{y}_1}{d\tau} &= \frac{\tilde{y}_1}{\varepsilon(1 - \tilde{y}_1)^2} = \frac{\varepsilon(1 - \tilde{y}_1^2)d\tilde{y}_1}{\tilde{y}_1} = d\tau = \varepsilon \ln \tilde{y}_1 - \frac{\varepsilon \tilde{y}_1^2}{2} = \tau + c. \end{aligned} \quad (2.83)$$

Криві (2.83) визначаються наступним чином: константи C одержуються для відомих значень максимальних швидкостей у відповідні моменти часу. В реальній системі при великих ε лінії (2.83) позначаються на Рис. 2.10. Після досягнення мінімального значення кривої (2.17) відбувається перехід на нову гілку кривої – одержуються нові умови для визначення константи. Графік функції $f(x) = \ln x - \frac{x^2}{2} + c$ схематично може бути подано у вигляді Рис. 2.13; вона має єдиний максимум – в даному випадку в точці $x=1$.

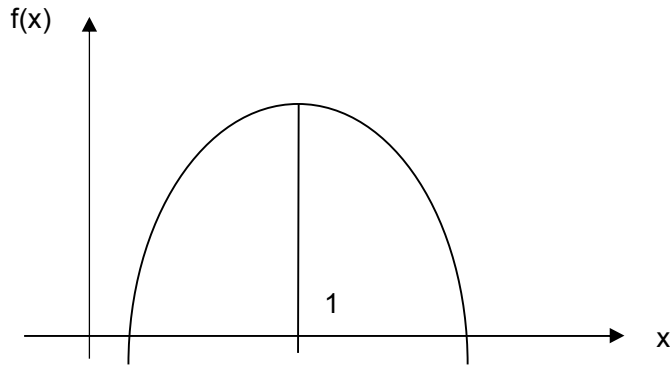


Рис. 2.13. Графік функції $f(x)=\ln x - \frac{x^2}{2} + C$

Використовуючи одержані результати, можна отримати графік $\tilde{y}_1(\tau) = \tilde{y}_1$, а також $\dot{\tilde{y}}_1(\tau) = \dot{\tilde{y}}_1$, розподіл переміщень в часі – роблячи обернений перехід у формулі (2.75).

2.2.2.2 Дослідження коливань ШГНУ при малих ε

Випадок $\varepsilon \gg 1$ виникає при $k \gg 1$, $m \gg 1$, $A \gg 1$, тобто для елементів реальних технічних систем.

При значеннях параметра ε близьких до нуля використовуються асимптотичні методи дослідження: розв'язок шукається у вигляді ряду по степенях малого параметра ε . Згідно з [29], після заміни змінних:

$$x = t(1 + \gamma_1 \varepsilon + \gamma_2 \varepsilon^2 + \dots),$$

вважатимемо, що:

$$y(t) = z(x) = z_0(x) + \varepsilon z_1(x) + \varepsilon^2 z_2(x) + \dots$$

Очевидно, що:

$$y'(t) = z'(x)(1 + \gamma_1 \varepsilon + \gamma_2 \varepsilon^2 + \dots), \quad (2.84)$$

$$y''(t) = z''(x)(1 + \gamma_1 \varepsilon + \gamma_2 \varepsilon^2 + \dots)^2, \quad (2.85)$$

Після підстановки (2.84), (2.85) в рівняння типу (2.80), одержуємо:

$$(z_0'' + \varepsilon z_1'' + \varepsilon^2 z_2'' \dots)(1 + 2\gamma_1 \varepsilon + (2\gamma_2 + \gamma_1^2)\varepsilon^2 + \dots) + \varepsilon((z_0 + \varepsilon z_1 + \dots)^2 - 1)(z_0' + \varepsilon z_1' + \dots)(1 + \gamma_1 \varepsilon + \gamma_2 \varepsilon^2 \dots) + (z_0 + \varepsilon z_1 + \varepsilon^2 z_2 + \dots) = 0$$

Аналітичні наближення одержуються шляхом прирівнювання коефіцієнтів при різних степенях ε : Так, для ε^0 одержуємо:

$$z_0'' + z_0 = 0,$$

звідки $z_0 = A \cos x$.

Аналогічно для першого степеня ε :

$$z_1'' + z_1 = -2\gamma_1 z_0'' - (z_0^2 - 1) z_0';$$

$$z_1'' + z_1 = 2\gamma_1 A \cos x + \left(\frac{A^3}{4} - A \right) \sin x + \frac{A^3}{4} \sin 3x \quad (2.86)$$

Коефіцієнти підбираються таким чином, щоб розв'язки (2.86) не давали б резонансних членів, які характеризуються лінійним входженням змінної x у вигляді:

$$k x \sin x; k x \cos x.$$

Отже:

$$z_1 = B \cos t + 3/4 \sin t - 1/4 \sin 3t;$$

$$z_2 = C \cos t + 3/16 \cos 3t - 5/6 \cos 5t.$$

Визначення B і C та інших коефіцієнтів проводиться на кожному наступному кроці.

В результаті одержуємо:

$$y(t) = z(x) \quad x = t(1 - \varepsilon^2/8 + \dots)$$

$$Z(x) = 2 \cos x + \varepsilon(3/4 \sin x - 1/4 \sin 3x) + \varepsilon^2(-1/8 \cos x + 3/16 \cos 3x - 5/96 \cos 5x) + \dots$$

Таким чином, траєкторія Ван-дер-Поля має період:

$$2\pi(1 + \varepsilon^2/8 + \dots)$$

Для практичних обчислень достатньо взяти кілька членів по степеням ε ($n=2,3$), проте остаточно відповісти на питання про кількість членів розкладу для вибору періодичних розв'язків можна лише при заданих значеннях параметра ε .

Результати проведеного моделювання дозволяють зробити наступні висновки:

1. Моделювання процесу коливання ШГНУ за допомогою рівнянь типу рівняння Ван-дер-Поля дозволяє одержати залежності від часу для її переміщень, швидкостей та прискорень в залежності від маси установки m , коефіцієнта жорсткості k , коефіцієнта $\lambda = \lambda(x, \dot{x})$, який є узагальненням коефіцієнту тертя для різних типів взаємодії установки з оточуючим середовищем.

2. Для вказаних рівнянь можна побудувати як аналітичні розв'язки (для різних значень коефіцієнту ε) в наближеннях $\varepsilon \rightarrow 0$, $\varepsilon \gg 0$ за методом асимптотичних наближень – так і чисельний розв'язок з використанням одного з методів скінчених різниць – наприклад, методу Рунге-Кутта.

3. За допомогою наведених методів можна побудувати еталонні класи розв'язків, які можуть бути основою для проведення ідентифікації реальних процесів, що мають місце при експлуатації ШГНУ.

4. При вивченні напружено-деформованого стану ШГНУ необхідно знати умови на границях досліджуваної стержневої системи. Вказані граничні умови можуть бути визначені для теоретичної оцінки напружено-деформованого стану шляхом розв'язання рівнянь Ван-дер-Поля для граничних ділянок ШГНУ.

2.2.3 Вивчення напружено-деформованого стану ШГНУ

При вивченні напружено-деформованого стану ШГНУ будемо базуватися на наступних основних положеннях, що визначають технічний стан установки і ефективність процесу її експлуатації:

- закон зміни збурюючої сили $F(x,t)$ (визначає технічний стан установки) як правило є величиною відомою, або такою, що піддається достатньо точній математичній формалізації;
- суттєвим є тертя, або опір коливного процесу ШК з боку зовнішнього середовища (свердловинні умови, деградаційні процеси елементів самого насоса). Моделювання цього процесу проводиться з урахуванням різних типів залежності коефіцієнта затухання від параметрів руху об'єкта, як було розглянуто вище. Особливістю моделювання є використання рівняння Ван-дер-Поля для опису коливальних процесів з урахуванням опору середовища.

Виходячи з викладених положень природньо розглянути наступну задачу: знайти розв'язок рівняння [31, 32]:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \alpha \frac{\partial U}{\partial t}; \quad x > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad t > -\infty \quad (2.87)$$

при заданих граничних умовах:

$$\begin{aligned} u(0,t) &= \mu_1(t); \\ u(L,t) &= \mu_2(t), \end{aligned} \quad (2.88)$$

де u – переміщення; L – довжина ШК; $\mu_1(t)$ – визначається законом коливання ВК; $\mu_2(t)$ – функція, що описує коливання свердловинного насоса. При цьому аналітично $\mu_2(t)$ визначається шляхом розв'язання рівнянь типу рівняння Ван-дер-Поля. Природно зробити допущення про те, що на різних ділянках ШК в рівняннях Ван-дер-Поля можна вибирати різну аналітичну структуру для коефіцієнта затухання, різні значення параметрів в рівнянні (2.74).

Задача (2.87)–(2.88) може бути розділена на дві:

$$\begin{aligned}
 \text{I.} \quad & \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \alpha \frac{\partial U}{\partial t}; \\
 & u(0, t) = 0; \\
 & u(L, t) = A e^{i\omega t}. \quad (2.89)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{II.} \quad & \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \alpha \frac{\partial U}{\partial t}; \\
 & u(0, t) = B e^{i\omega t}; \\
 & u(L, t) = 0. \quad (2.90)
 \end{aligned}$$

Вважається, що граничні функції допускають періодичний характер зміни переміщень.

Це допущення аргументовано результатами пункта 2.2.2.

Вважається, що:

$$U(x, t) = X(x) e^{i\omega t}$$

Шляхом підстановки в (2.89), (2.90) одержуємо:

$$\ddot{X}(x) + K^2 X(x) = 0$$

$$X(0) = 0.$$

$$X(L) = A.$$

$$K^2 = \frac{\omega^2}{a^2} - i\alpha \frac{\omega}{a^2},$$

де A – амплітуда коливань. Звідси знаходимо, що:

$$X(x) = C \sin kx,$$

при $x=L$ маємо:

$$C = \frac{A}{\sin kL},$$

тобто:

$$X(x) = A \frac{\sin kx}{\sin kL} = X_1(x) + iX_2(x),$$

де $X_1(x)$ – відповідно дійсна чи уявна частина $X(x)$. Шуканий розв'язок може бути поданий у вигляді:

$$U(x, t) = [X_1(x) + iX_2(x)] e^{i\omega t} = U^1(x, t) + iU^2(x, t),$$

де

$$U^1(x, t) = X_1(x) \cos \omega t - X_2(x) \sin \omega t,$$

$$U^2(x, t) = X_1(x) \sin \omega t - X_2(x) \cos \omega t.$$

Тут враховано, що:

$$\sin(a+ib) = \operatorname{ch} b \sin a + i \operatorname{sh} b \cos a.$$

За умов відсутності тертя ($a \rightarrow 0$) знаходимо, що:

$$\tilde{k} = \lim_{\alpha \rightarrow 0} k = \frac{\omega}{a}, \quad (2.91)$$

звідки:

$$U_1(x,t) = A \frac{\sin \frac{\omega}{a} x}{\sin \frac{\omega}{a} L} \cos \omega t, \quad (2.92)$$

$$U_2(x,t) = A \frac{\sin \frac{\omega}{a} x}{\sin \frac{\omega}{a} L} \sin \omega t. \quad (2.93)$$

Звідси відразу витікає наступний висновок: розв'язок задачі при $a=0$ існує не завжди, оскільки при збігу частот власних та вимушених коливань:

$$\omega = \omega_n = \frac{\pi n}{L} a,$$

розв'язки (2.92) та (2.93) мають знаменники, що дорівнюють нулю, тому розв'язків задач без початкових умов не існує. Фізично це означає, що має місце явище резонансу – амплітуда коливань, починаючи з деякого моменту часу $t=t_0$ починає необмежено зростати. При наявності тертя ($a \neq 0$) стійкий режим можливий при будь-якому ω , оскільки $\operatorname{Im} k \neq 0$ при $k = a + ib$; $b \neq 0$; що впливає з (2.91).

Якщо $\mu_1(t) = 0$, а $\mu_2(t)$ – періодична функція, що може бути подана у вигляді ряду:

$$\mu_2(t) = \frac{A}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t),$$

де ω_n – частота, A_n і B_n – коефіцієнти Фур'є, то розв'язок задачі при $x=0$ набуває вигляду:

$$U(x,t) = \frac{A_0}{2L} x + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t) \frac{\sin \frac{\omega_n}{a} x}{\sin \frac{\omega_n}{a} L},$$

якщо тільки жодна з частот ω_n не співпадає з власними частотами коливання ШК.

У випадку, коли $\mu_2(t)$ – неперіодична функція, необхідно скористатись розкладом в ряд Фур'є, після чого розв'язок одержується аналогічно.

Отже, розв'язок задачі без початкових умов за наявності граничних умов (2.88) визначається у вигляді суми двох складових, для кожної з яких неоднорідною є лише одна з граничних умов (2.89) та (2.90). В такому випадку маємо:

$$X_1(x) = \operatorname{Re} \left[A \frac{\sin kx}{\sin kl} \right] = \operatorname{Re} \left[\frac{A \sin(\sqrt{r}x \cos \frac{\varphi}{2} + ix\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2})}{\sin(\sqrt{r}L \cos \frac{\varphi}{2} + iL\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2})} \right]$$

$$R = \sqrt{\frac{\omega^2}{a^2} - i\alpha \frac{\omega}{a^2}} = \sqrt{r} \cos \frac{\varphi}{2} + i\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2},$$

$$r = |k| = \frac{\omega}{a^2} \sqrt{\omega^2 + \alpha^2},$$

$$\varphi = \arg k = -\arctg \frac{\alpha}{\omega},$$

$$X_1(x) = \operatorname{Re} \left[\frac{\operatorname{Ash}(\sin \frac{\varphi}{2} \sqrt{r}x) \sin(\sqrt{r}x \cos \frac{\varphi}{2}) + i \operatorname{Ash}(\sqrt{r}x \cos \frac{\varphi}{2}) \cos(\sqrt{r}x \sin \frac{\varphi}{2})}{\operatorname{sh}(\sqrt{r}l \sin \frac{\varphi}{2}) \sin(\sqrt{r}L \cos \frac{\varphi}{2}) + i \operatorname{sh}(\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2}) \cos(\sqrt{r}L \cos \frac{\varphi}{2})} \right] \quad (2.94)$$

Введемо позначення:

$$v_1 = \operatorname{Ach}(x\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2}), \quad P_1 = \operatorname{ch}(L\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2}),$$

$$v_2 = \sin(x\sqrt{r} \cos \frac{\varphi}{2}), \quad P_2 = \sin(L\sqrt{r} \cos \frac{\varphi}{2}),$$

$$\omega_1 = \operatorname{Ach}(x\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2}), \quad q_1 = \operatorname{ch}(L\sqrt{r} \sin \frac{\varphi}{2}),$$

$$\omega_2 = \cos(x\sqrt{r} \cos \frac{\varphi}{2}), \quad q_2 = \cos(L\sqrt{r} \cos \frac{\varphi}{2})$$

звідки:

$$X_1(x) = \operatorname{Re} \left[\frac{(v_1 v_2 + i \omega_1 \omega_2)(P_1 P_2 + i q_1 q_2)}{P_1^2 P_2^2 + q_1^2 q_2^2} \right] = \frac{v_1 v_2 P_1 P_2 - \omega_1 \omega_2 q_1 q_2}{P_1^2 P_2^2 - q_1^2 q_2^2},$$

$$X_2(x) = \operatorname{Im} \left[\frac{v_1 v_2 + i \omega_1 \omega_2}{P_1 P_2 + i q_1 q_2} \right] = \frac{\omega_1 \omega_2 P_1 P_2 - v_1 v_2 q_1 q_2}{P_1^2 P_2^2 - q_1^2 q_2^2}.$$

Таким чином, одержані результати свідчать про те, що наявність тертя дає позитивний ефект в плані картини напружено-деформованого стану. Розв'язок даної задачі, крім визначення закону коливань, дозволяє також виявляти максимальні напруження в ШК.

Особливу цікавість становить вивчення процесу коливань ШК, що описується рівнянням:

$$L(u) = \frac{\partial}{\partial x} \left(ES(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) - q(x)u = \rho(x)S(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2.95)$$

$$0 < x < L; \quad t > 0,$$

яке задовільняє умовам, що витікають з особливостей фізичної картини:

$$U(0, t) = q_1(t), \quad U(L, t) = q_2(t), \quad t \geq 0 \quad (2.96)$$

$$U(x,0)=\varphi_1(x).$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}(x,0)=\varphi_2(x)$$

Дану задачу введенням допоміжної функції можна звести до задачі з однорідними граничними умовами:

$$v(0,t)=v(L,0)=0.$$

Узагальнюючи викладене, можна записати, що розв'язок задачі зводиться до знаходження розв'язку задачі Штурма-Ліувілля:

$$\frac{d}{dx}(ES(x)\frac{dX}{dx})-q(x)X=-\lambda\rho(x)S(x)X. \quad (2.97)$$

$$X(0)=X(L)=0,$$

$$T''+\lambda T=0,$$

після чого формально можна записати:

$$U(x,t)=\sum_{n=1}^{\infty}(A_n \cos\sqrt{\lambda_n}t + B_n \sin\sqrt{\lambda_n}t)X_n(x). \quad (2.98)$$

де $X_n(x)$ – розв'язки задачі Штурма-Ліувілля, а для визначення коефіцієнтів A_n, B_n , справедливі формули:

$$U(x,0)=\varphi_1(x)=\sum_{n=1}^{\infty}A_nX_n(x),$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}(x,0)=\varphi_2(x)=\sum_{n=1}^{\infty}B_n\sqrt{\lambda_n}X_n(x)$$

звідки випливає, що

$$A_n=\varphi_{1n}, \quad B_n=\frac{\varphi_{2n}}{\sqrt{\lambda_n}},$$

де $\varphi_{1n}, \varphi_{2n}$ – коефіцієнти Фур'є функцій $\varphi_1(x)$ та $\varphi_2(x)$ при розкладі по ортогональній системі (з вагою $\rho(x)S(x)$) функцій $\{X_n(x)\}$, які є власними функціями оператора L . Вибір конкретної схеми практичної реалізації моделі залежить від аналітичної структури модельних функцій $S(x), q(x), \rho(x), q_1(t), q_2(t), \varphi_1(x), \varphi_2(x)$. При необхідності враховування крутильних коливань з математичної точки зору їх рівняння матимуть аналогічну структуру.

Розглядаючи задачу (2.95) при $q(x)=0, E_1S_1\rho=const$; і враховуючи відомі граничні та початкові умови (2.96), які дозволяють враховувати особливості функціонування ШК, одержимо задачу:

$$a^2\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}=\frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \quad a^2=\frac{E}{\rho}; \quad (2.99)$$

$$U(x,0)=\varphi_1(x), \quad \frac{\partial u}{\partial t}(x,0)=\varphi_2(x),$$

$$U(0,t)=\mu_1(t), \quad U(L,0)=\mu_2(t).$$

Введемо функцію, що зв'язує граничні умови:

$$v_1(x,t)=\frac{L-x}{L}\mu_1(t)+\frac{x}{L}\mu_2(t).$$

Розв'язок $U(x,t)$ будемо шукати у вигляді суми:

$$U(x,t)=v_1(x,t)+\omega(x,t).$$

При цьому $\omega(x,t)$ є розв'язком задачі:

$$a^2 \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{x-l}{l} \mu_1''(t) - \frac{x}{L} \mu_2''(t) = \omega_{tt}$$

$$\omega(x,0) = \varphi_1(x) + \frac{x-L}{L} \mu_1'(0) - \frac{x}{L} \mu_2'(0) = \tilde{\varphi}_1(x)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t}(x,0) = \varphi_2(x) + \frac{x-L}{L} \mu_1'(0) - \frac{x}{L} \mu_2'(0) = \tilde{\varphi}_2(x)$$

$$\omega(0,t) = \omega(l,t) = 0.$$

Функції $\mu_1(t)$ та $\mu_2(t)$ є неперервно диференційованими до порядку 2, що не суперечить їх фізичній природі:

$\mu_1(t)$ – закон коливання верхньої частини ШК, $x=0$, який визначається режимом роботи верстата-качалки;

$\mu_2(t)$ – закон коливання нижньої частини ШК (свердловинного насоса), $x=L$, який моделюється шляхом розв'язання рівняння Ван-дер-Поля, з урахуванням тертя, пропорційного квадрату швидкості,

$\mu_1(t)$ та $\mu_2(t)$ визначаються експериментальним ($\mu_1(t)$) та аналітичним ($\mu_2(t)$) шляхами і достатній рівень гладкості забезпечується параметрами моделі.

Функцію $\omega(x,t)$ знаходимо у вигляді суми $\omega(x,t)=R(x,t)+Q(x,t)$, де для $R(x,t)$ справедливе рівняння:

$$a^2 \frac{\partial^2 R}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 R}{\partial t^2}.$$

$$R(x,0)=\varphi_1(x); \quad \frac{\partial R}{\partial t}(x,0) = \tilde{\varphi}_2(x)$$

$$R(0,t)=R(l,t)=0;$$

даний розв'язок знаходиться в аналітичній формі:

$$R(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} (C_n \cos a\sqrt{\lambda_n}t + D_n \sin a\sqrt{\lambda_n}t) \sin \frac{\pi n}{L}x,$$

$$\lambda_n = \frac{\pi^2 n^2}{L^2}, \quad C_n = \frac{2}{l} \int_0^L \tilde{\varphi}_1(\xi) \sin \frac{\pi n}{L} \xi d\xi, \quad (2.100)$$

$$D_n = \frac{1}{a\pi n} \int_0^L \tilde{\varphi}_2(\xi) \sin \frac{\pi n}{L} \xi d\xi, \quad (2.101)$$

а $Q(x,t)$ є розв'язком задачі з однорідними граничними та початковими умовами:

$$a^2 \frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} + f(x,t) = \frac{\partial^2 Q}{\partial t^2}.$$

$$Q(x,0) = \frac{\partial Q}{\partial t}(x,0) = 0.$$

$$Q(0,t) = Q(L,t) = 0.$$

$$f(x,t) = \frac{x-L}{L} \mu_1''(t) - \frac{x}{L} \mu_2''(t).$$

Для даної задачі з використанням методу Фур'є маємо наступний розв'язок:

$$Q(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(t) \sin \frac{\pi n}{L} x.$$

Для функцій $\psi_n(t)$ існує відома аналітична форма подання:

$$\psi_n(t) = \frac{1}{\sqrt{\lambda_n}} \int_0^t \sin[(t-\tau)\sqrt{\lambda_n}] f_n(\tau) d\tau, \quad (2.102)$$

де $f_n(\tau) = \frac{2}{l} \int_0^L f(\xi,t) \sin \frac{\pi n}{L} \xi d\xi = \frac{2}{\pi n} [(-1)^n \mu_2''(\tau) - \mu_1''(\tau)].$ (2.103)

Якщо граничні умови задачі мають вигляд:

$$\alpha_1 U_x(0,t) - \beta_1 U(0,t) = \mu_1(t),$$

$$\alpha_2 U_x(0,t) + \beta_2 U(0,t) = \mu_2(t),$$

то за функцію $v_1(x,t)$ можна взяти функцію наступного виду:

$$v_1(x,t) = Dx^2 \mu_2(t) - C(x-l)^2 \mu_1(t),$$

де

$$C = \frac{l}{2\alpha_1 l + \beta_1 l^2}, \quad D = \frac{l}{2\alpha_2 l + \beta_2 l^2}$$

Вказаний тип граничних умов дозволяє врахувати умови закріплення ШГНУ. Всі наведені формули, для визначення $U(x,t)$, подані у вигляді, який дозволяє застосувати методи обчислень за допомогою ЕОМ. У випадку, коли інтеграли (2.100)-(2.101), (2.102)-(2.103) не допускають аналітичного розв'язку, використовуються методи чисельного інтегрування вказаних функцій.

У випадку, коли на ШК діють зовнішні сили, що мають циклічний характер, рівняння (2.95) набуває вигляду:

$$\rho(x)S(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -Lu + F(x,t) \quad (2.104)$$

В такому випадку формула (2.98) набуває вигляду:

$$U(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos \sqrt{\lambda_n} t + B_n \sin \sqrt{\lambda_n} t +$$

$$+ \frac{1}{\sqrt{\lambda_n}} \int_0^+ C_n(\tau) \cdot \sin \sqrt{\lambda_n}(t-\tau) d\tau] x_n(x), \quad (2.105)$$

де

$$C_n(t) = \int_G F(x,t) X_n(x) dx,$$

де G - область, в якій вивчаються коливання.

В подальших міркуваннях розглянемо лише третій доданок даної суми, оскільки перші два члени є розв'язками задачі (2.97) без дії зовнішніх сил. Третій доданок в даному випадку є розв'язком задачі (2.104) за наявності нульових крайових умов.

Нехай зовнішнє збурення $F(x,t)$ може бути подано у вигляді:

$$F(x,t) = \sum_{m=1}^{N1} \sum_{k=1}^{N2} C_{mk} \sin \omega_n t \rho(x) S(x) X_k(x) \quad (2.106)$$

Це означає, що зовнішнє збурення є періодичною функцією, яка допускає аналітичний розв'язок за власними функціями оператора L . В такому випадку вдається визначити параметри коливань ШК при частотах, близьких до резонансних.

Подаючи скалярний добуток у вигляді:

$$(u, x)_{\rho S} = \int_G \rho(x) S(x) u(x) X(x) dx, \quad (2.107)$$

та перетворюючи (2.107) до виду:

$$C_n(t) = \sum_{m=1}^{N1} \sum_{k=1}^{N2} C_{mk} \sin \omega_m t (X_k, X_n)_{\rho S},$$

запишемо:

$$C_n(t) = \sum_{m=1}^{N1} \sum_{k=1}^{N2} C_{mk} \sin \omega_m t \delta_{kn}$$

$$\delta_{kn} = \begin{cases} 0 & k \neq n \\ 1 & k = n \end{cases} \quad (2.108)$$

Умова (2.108) витікає з умови повноти [32] системи власних функцій оператора L задачі (2.104), яка передбачає її ортогональність. за таких умов третій член у формулі (2.105) набуває виду:

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda_n}} \int_0^t C_n(\tau) \sin \sqrt{\lambda_n}(t-\tau) d\tau \right) X_n(x) = \\ & = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{N1} \sum_{k=1}^{N2} \frac{C_{mk} \delta_{kn}}{\sqrt{\lambda_n}} \int_0^t \sin \omega_m t \sin \sqrt{\lambda_n}(t-\tau) d\tau = \\ & = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^N \frac{C_{mn}}{\omega_m^2 - \lambda_n} \left(\frac{\omega_m}{\sqrt{\lambda_n}} \sin \sqrt{\lambda_n} t - \sin \omega_m t \right) X_n(x) \end{aligned} \quad (2.109)$$

Особливістю даного розв'язку є те, що при умові $\omega_m \rightarrow \sqrt{\lambda_n}$ (2.109) може необмежено зростати, що доводиться шляхом розв'язку наступної границі:

$$\begin{aligned} \lim_{\omega_m \rightarrow \sqrt{\lambda_n}} \frac{C_{mn}}{\omega_m^2 - \lambda_n} \left(\frac{\omega_m}{\sqrt{\lambda_n}} \sin \sqrt{\lambda_n} t - \sin \omega_m t \right) x_n(x) = \\ = \frac{C_{mn}}{2\sqrt{\lambda_n}} \left(\frac{\sin \sqrt{\lambda_n} t}{\sqrt{\lambda_n}} - t \cos \sqrt{\lambda_n} t \right) x_n(x). \end{aligned} \quad (2.110)$$

Тут було застосовано правило Лопіталя для знаходження границь, які містять невизначеність типу $\frac{0}{0}$ [29]. З формули (2.110) витікає, що під дією періодичного зовнішнього збурення (2.106) з частотою, яка співпадає з $\sqrt{\lambda_n}$, λ_n - власна частота оператора L , амплітуда коливань необмежено зростає при $t \rightarrow \infty$, тобто має місце явище резонансу.

Шляхом дослідження (2.111) встановлюється, при якій величині різниці:

$$|\omega_m^2 - \lambda_n| \quad (2.111)$$

значення $U(x,t)$ не перевищують значень вібропереміщень U_{max} , які встановлюються з урахуванням реальних умов експлуатації, значень амплітуд C_{mk} і аналітичного вигляду функцій $X_i(x)$ та характеру їх поведінки. Важливою особливістю процесу коливань є те, що резонансна частота може приймати кілька значень, проте суттєвий вплив на процес чинять лише кілька з них. Явища резонансу слід приймати до уваги, оскільки опір коливанням з боку середовища, описаний моделлю (2.87), (2.94), часто є незначним.

2.2.4 Моделювання вібраційних процесів в штанговій колоні

На основі математичної моделі, описаної в розділі 2, при відомих технічних характеристиках ШГНУ (глибина спуску, кількість качань за хвилину, довжина ходу точки підвісу штанг) можна отримати функцію $u(x,t)$ – залежність переміщення точок колони штанг від часу та координати точки.

При розв'язку крайової задачі (2.99) початкові умови приймалися нульовими:

$$u(x,0) = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t}(x,0) = 0,$$

а крайові умови визначалися виходячи з режиму роботи ШГНУ наступним чином:

1) закон переміщення верхньої точки ШК є періодичною функцією часу, що наближено може бути описана залежністю

$$\mu_1(t) = A \cdot \sin(\omega t),$$

де A – амплітуда качань, що дорівнює половині довжини ходу точки підвісу штанг, ω - циклічна частота качань:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

де n – кількість качань за хвилину.

2) закон переміщення нижньої точки ШК

$$\mu_2(t) = \int_0^t x(\tau) d\tau,$$

де функція $x(t)$ визначається за допомогою обернених перетворень (2.75) розв'язку рівняння Ван-Дер-Поля (2.81) з врахуванням заміни змінної (2.78), тобто

$$x(t) = \sqrt{\frac{3B}{A}} \int_0^t y(\tau) d\tau$$

Оскільки експериментальні дані реєструвалися у верхній частині колони штанг (на відстані близько 2 м від її верхньої точки), то для порівняння цих даних з результатами моделювання доцільно шукати функцію

$$u_2(t) = u(x, t) \Big|_{x=2},$$

що є залежністю вібропереміщення від часу. Диференціюючи отриману функцію по часу, знаходимо віброшвидкість

$$v(t) = \frac{\partial}{\partial t} u(x, t) \Big|_{x=2}.$$

Відповідно експериментальні дані – віброприскорення – необхідно проінтегрувати по часу, щоб отримати значення віброшвидкості.

Згідно розрахункової схеми, описаної в розділі 2.2.2, було отримано графіки віброшвидкості поздовжніх коливань ШК для свердловин № 463 ($L = 2046$ м, $n = 6$, $S_0 = 3$ м) та для свердловини №260 ($L = 1884$ м, $n = 5$, $S_0 = 3$ м) на протязі одного періоду качання (Рис. 2.14, Рис. 2.17) та на протязі невеликого інтервалу часу на початку руху колони штанг вгору (Рис. 2.15, Рис.

2.18). Останнє пов'язано з тим, що виконання розрахунків вимагає значних затрат часу, які тим більші, чим більша частота дискретизації по часу. Зменшення частоти дискретизації f_d з метою пришвидшення розрахунків призводить до неможливості оцінки спектру в області частот $f > f_d/2$, а збільшення f_d з метою виявлення високочастотних складових призводить до значного зростання часу розрахунків. Тому більш доцільно за даних умов виконувати розрахунки для цілого періоду качань з невеликою частотою дискретизації, щоб оцінити низькочастотні процеси у ШК, та для невеликого інтервалу часу з високою частотою дискретизації для оцінки спектру в області середніх та високих частот.

Для всіх вказаних випадків за допомогою перетворення Фур'є було побудовано амплітудні спектри віброшвидкості поздовжніх коливань ШК.

Згідно отриманих результатів, віброшвидкість є сумою двох низькочастотних складових (18.2 і 20.8 Гц для свердловини № 463 та 11.2 і 13.9 Гц для свердловини № 260). Наявна також складова на частоті, рівній частоті качань ВК (0.1 та 0.083 Гц відповідно), але її вплив незначний у порівнянні з вищезгаданими частотами (див. табл. 2.2).

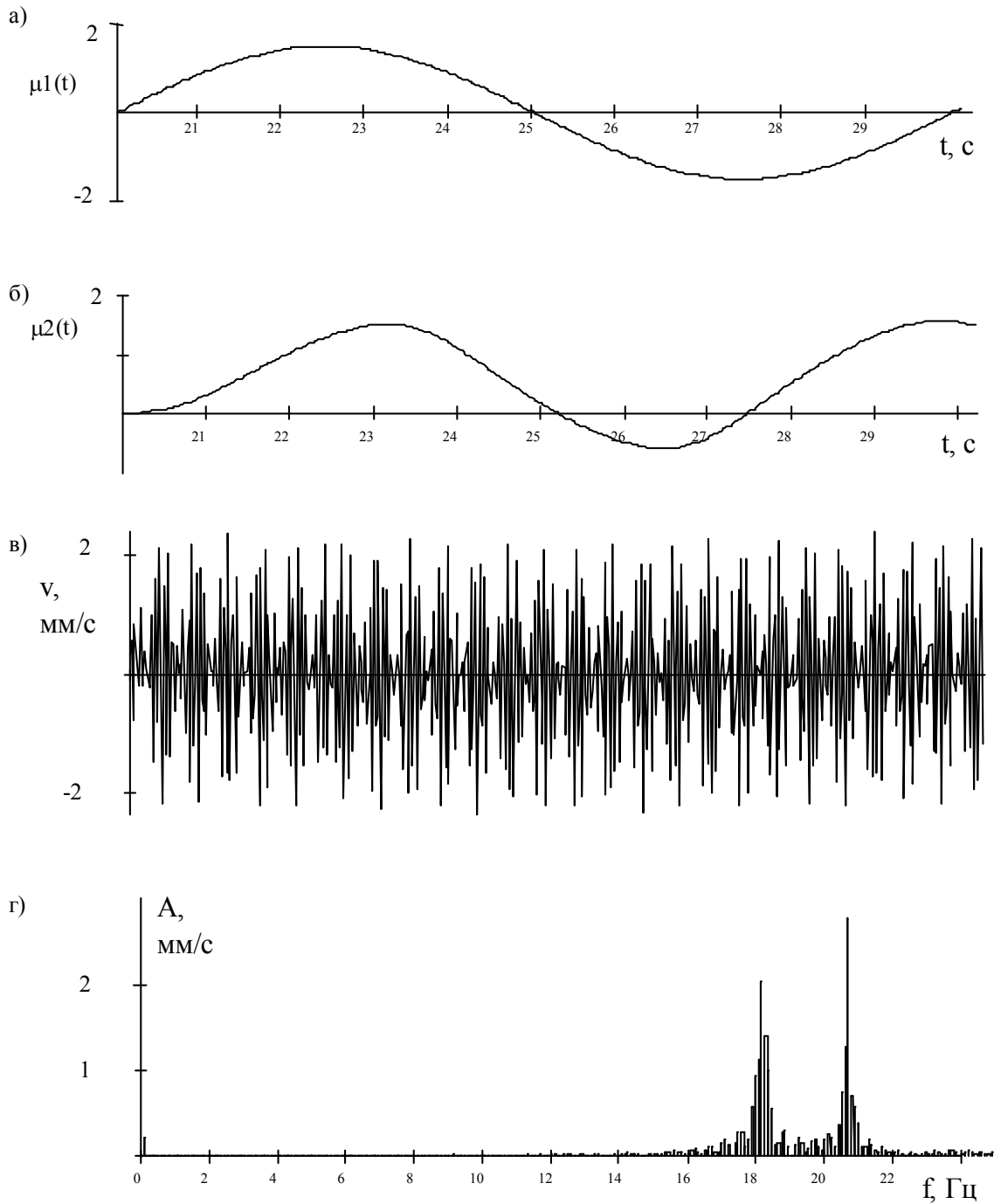


Рис. 2.14. Результати моделювання коливних процесів у ШК в низькочастотному діапазоні для свердловини № 463:
 а – закон руху точки підвісу штанг; б – розв’язок рівняння Ван-дер-Поля для нижньої частини ШК; в – віброшвидкість; г – спектр віброшвидкості

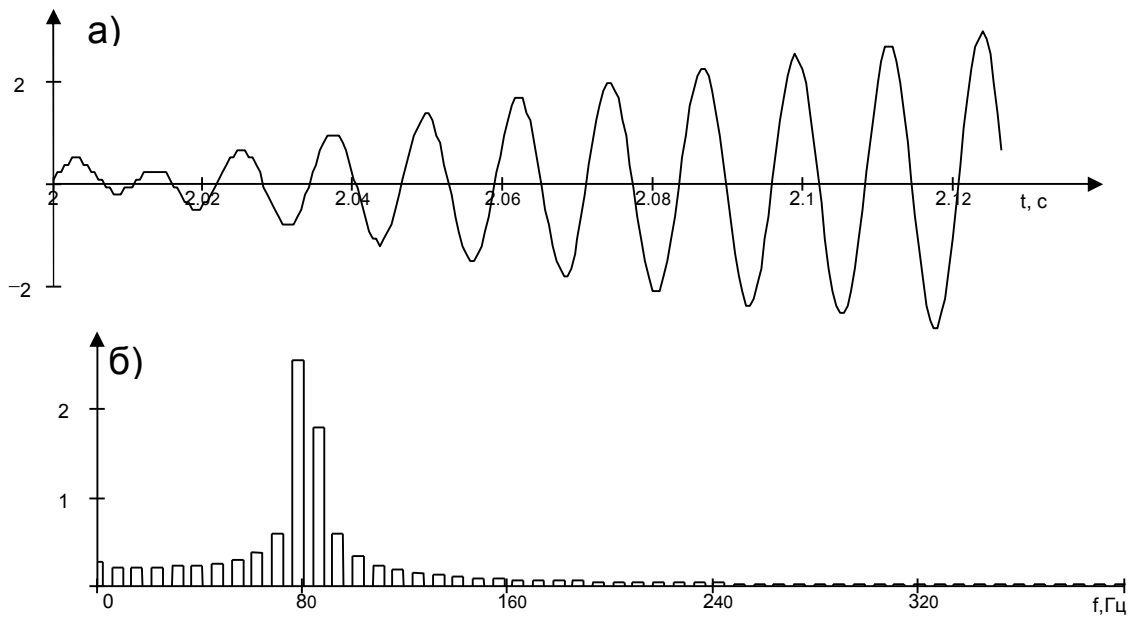


Рис. 2.15. Результати моделювання коливних процесів у ШК в середньочастотному діапазоні для свердловини №463: а – віброшвидкість; б – спектр віброшвидкості

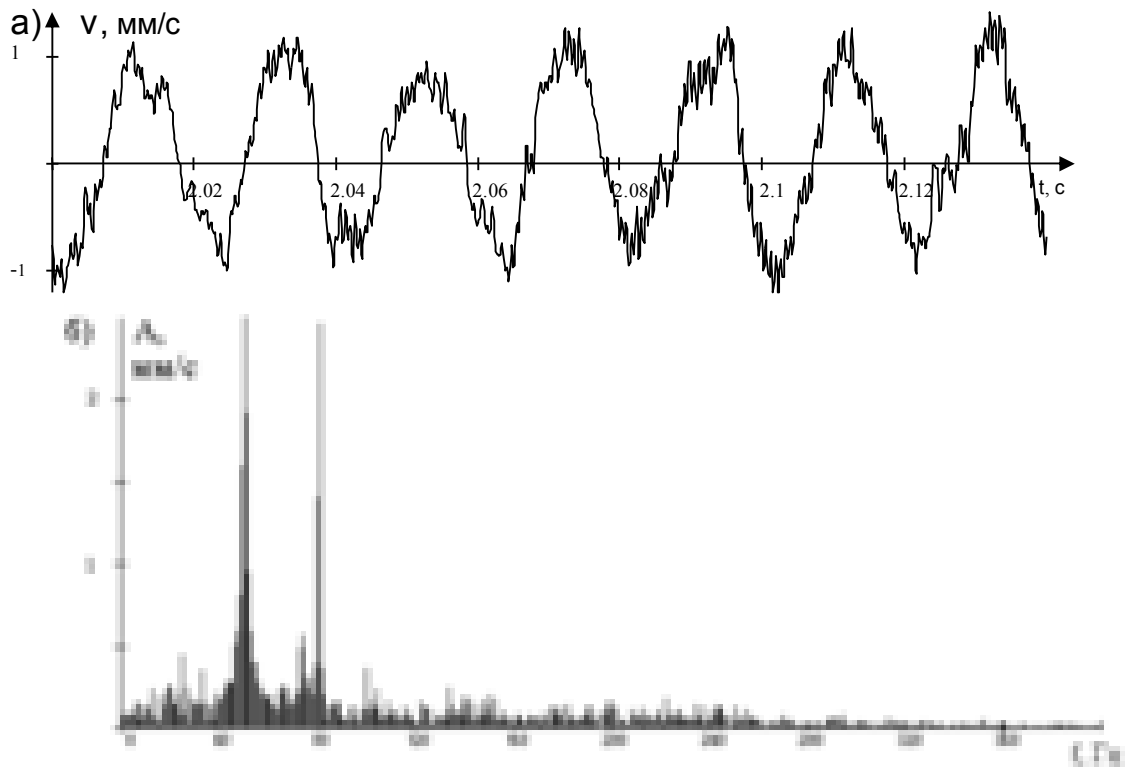


Рис. 2.16. Експериментальні дані для свердловини №463 у момент початку руху ШК вгору: а – віброшвидкість; б – спектр віброшвидкості

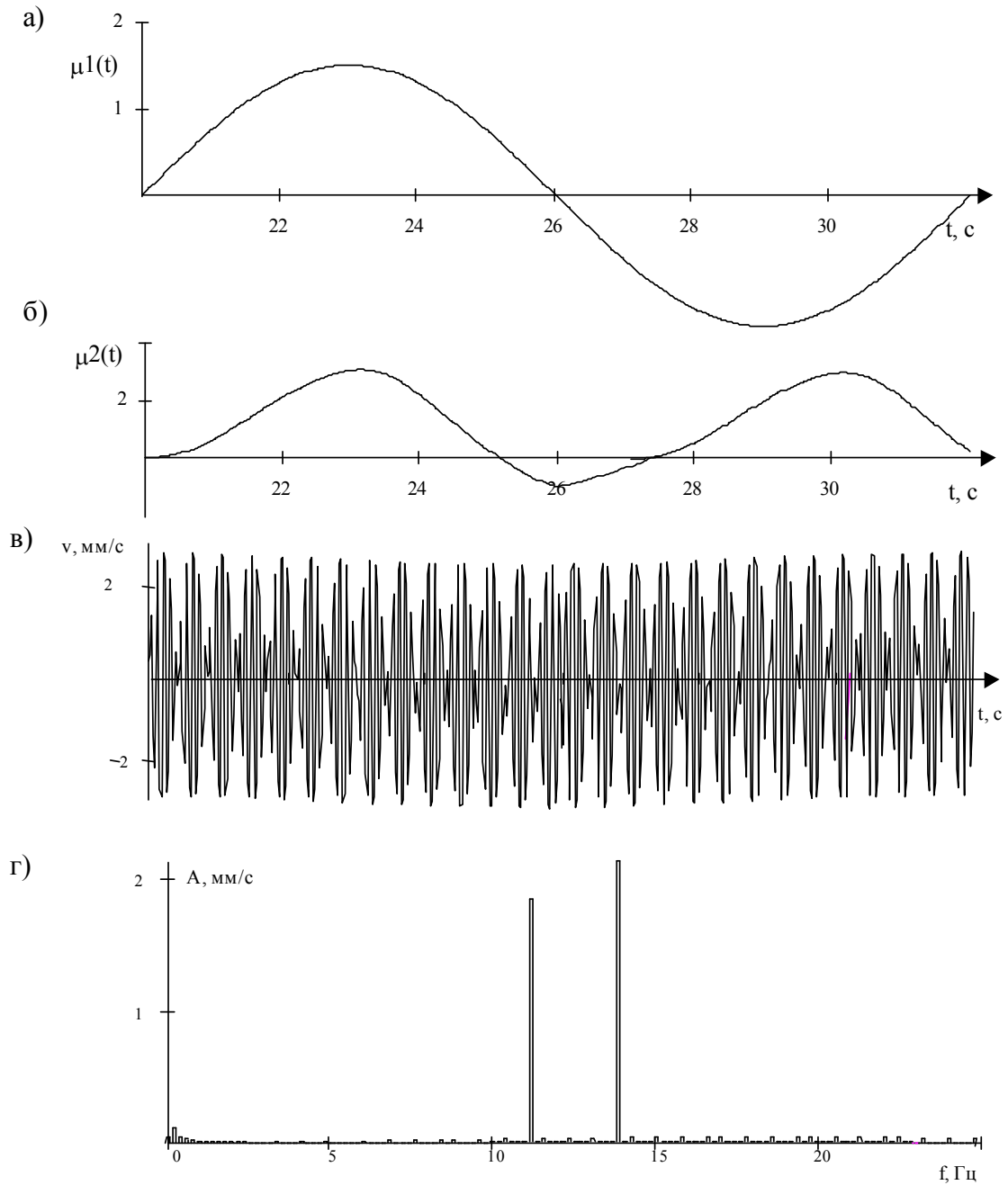


Рис. 2.17. Результати моделювання коливних процесів в ШК у низькочастотному діапазоні для свердловини №260: а – закон руху точки підвісу штанг; б – розв’язок рівняння Ван-дер-Поля для нижньої частини колони; в – віброшвидкість; г – спектр віброшвидкості

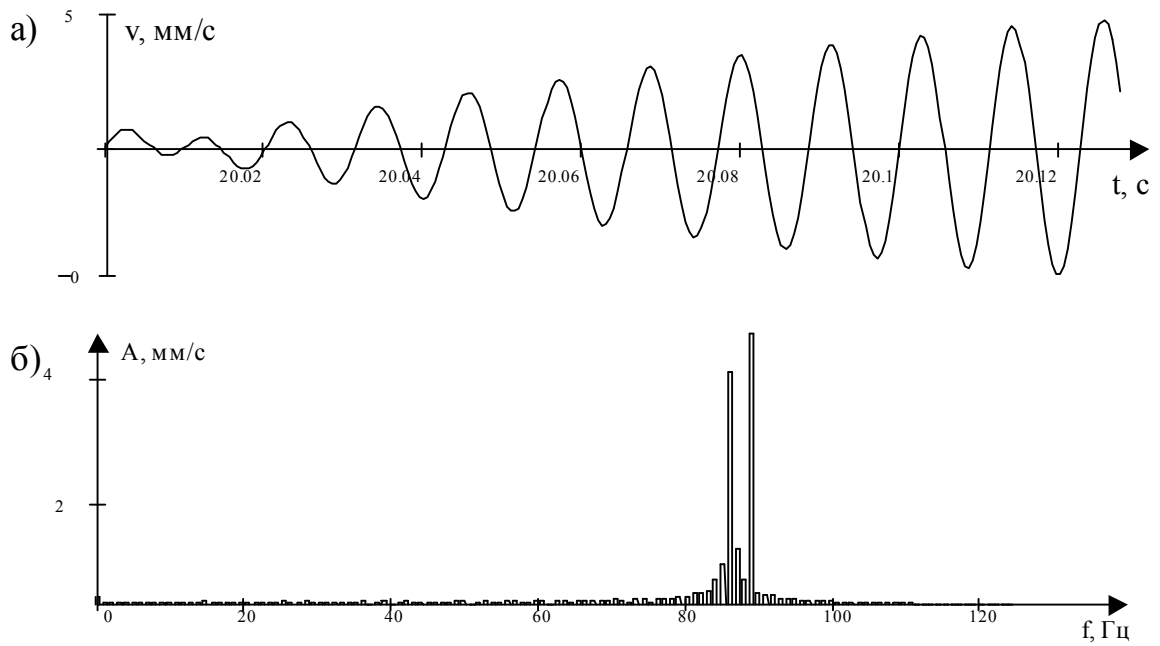


Рис. 2.18. Результати моделювання коливних процесів в ШК у середньочастотному діапазоні для свердловини №260: а – віброшвидкість; б – спектр віброшвидкості

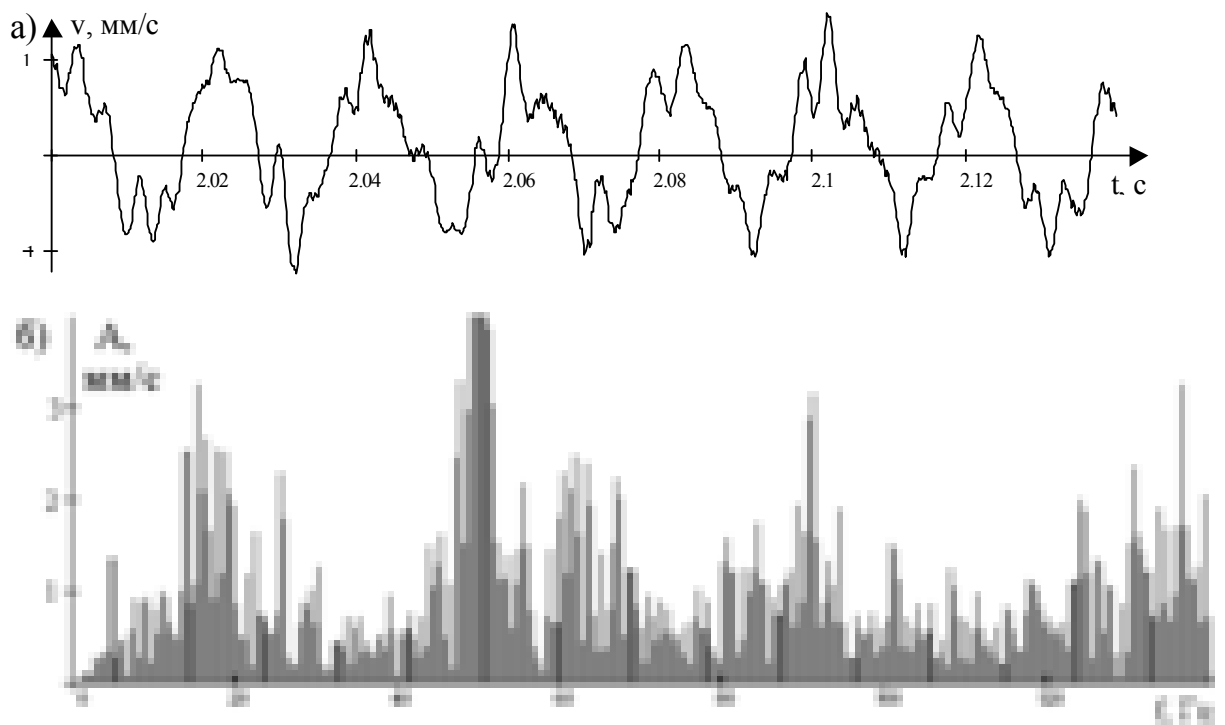


Рис. 2.19. Експериментальні дані для свердловини №260 у момент початку руху ШК вгору: а – віброшвидкість; б – спектр віброшвидкості

Таблиця 2.2. Розподіл спектральних складових віброшвидкості поздовжніх коливань ШК

Свердловина № 463 $L = 2046$ м, $n = 6$, $S_0 = 3$		Свердловина № 260 $L = 1884$ м, $n = 5$, $S_0 = 3$	
f , Гц	A , мм/с	f , Гц	A , мм/с
0.1	0.21	0.083	0.15
18.2	2.2	11.2	1.9
20.8	2.9	13.9	2.2

Для експериментальних даних складова з частотою качань не може бути виявлена в зв'язку з обмеженістю частотного діапазона акселерометра, але у спектрі віброшвидкості наявні складові з кратними частотами. Що стосується двох інших частот, то явно виражених максимумів амплітуди на них не спостерігається, хоча на Рис. 2.16, Рис. 2.19 можна побачити деяке підвищення рівня у відповідній області частот.

Більше узгодження з експериментальними даними виявляють результати моделювання в області середніх частот (Рис. 2.15, Рис. 2.18). У спектрі, отриманому на основі експериментальних даних, можна побачити явно виражений максимум на частотах, що з певною степінню точності співпадають з теоретичними (табл. 2.3).

Таблиця 2.3. Розподіл спектральних складових віброшвидкості поздовжніх коливань ШК, отриманих розрахунковим і експериментальним шляхом

Свердловина № 463 $L = 2046$ м, $n = 6$, $S_0 = 3$				Свердловина № 260 $L = 1884$ м, $n = 5$, $S_0 = 3$			
Модель		Експеримент		Модель		Експеримент	
f , Гц	A , мм/с	f , Гц	A , мм/с	f , Гц	A , мм/с	f , Гц	A , мм/с
79	2.5	80	2.4	85.2	4.1		
83	1.8			88.9	4.4	90	3.1

Порівнюючи результати моделювання для свердловин з різними параметрами, можна зробити висновок, що основним параметром, який впливає на результати моделювання, є довжина ШК, оскільки складова, обумовлена частотою качань

балансира, є незначною. Що стосується довжини ходу, то з метою вивчення впливу цього параметру було здійснено розрахунок для значень $L = 2046$ м, $n = 6$, $S_0 = 2$ і отримано результат, що повністю співпадає з результатом моделювання для свердловини № 463, тобто довжина ходу не впливає на вібраційні характеристики ШК.

Таким чином, створена математична модель до певної міри адекватно відображає реальні процеси у ШК. Але навіть візуальне порівняння спектрів на Рис. 2.18 та Рис. 2.19, вказує на те, що реальні вібраційні процеси є значно складнішими і не можуть бути зведені до суми невеликої кількості гармонічних складових. Як видно з Рис. 2.19,а, реальний віброцигнал володіє значною стохастичністю, в той час як розглянута модель є повністю детермінованою.

3. ДИНАМОМЕТРИЧНИЙ МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ

3.1 Загальна характеристика динамометричного методу

Із розглянутих вище інформативних щодо технічного стану параметрів ШГНУ найбільш придатним для отримання діагностичної інформації є зусилля на полірованому штоці, що пояснює широку розповсюдженість традиційного динамометричного методу діагностування ШГНУ. Результати обробки динамограми дозволяють розпізнати близько тридцяти різноманітних варіантів технічного стану свердловинного насоса чи підземного обладнання (характер притоку свердловинної рідини, роботу клапанів, їх стан, знос плунжера і циліндра, негерметичність колони НКТ, тощо). Принцип діагностування впливає з розподілу сил в системі. Зусилля від дії рідини на плунжер штангового свердловинного насоса передається вгору по колоні штанг і далі через полірований шток, балансир, кривошипно-шатунний механізм, редуктор, клинопасову передачу – до привідного двигуна верстата-качалки. Інформація про зусилля в точці підвісу штанг містить повні і найменш спотворені дані про стан підземного насосного обладнання. Її отримують за допомогою гідравлічних або тензометричних давачів навантаження. Основним завданням динамометрування є встановлення режиму роботи глибинного насоса, який характеризується наступними показниками: довжина повного ходу плунжера, ступінь заповнення циліндра насоса при ході плунжера вгору, який залежить від рівня рідини в затрубному просторі і чіткої роботи впускного клапана, наявності або відсутності пропускання рідини через клапани плунжера, або щілину між ним і циліндром насоса. Все це однозначно визначається за значеннями зусилля на плунжері і його положенням, які є глибинними параметрами. Очевидно, що поверхневі параметри відображають глибинні з деякою похибкою, зумовленою багатьма факторами. Вирішальними з них є деформація елементів установки, які знаходяться між місцем встановлення давачів і глибинним насосом, а також сили сухого і в'язкого тертя, що виникають при їх русі.

Враховуючи сказане, різні способи динамометрування слід оцінювати під кутом зору відповідності даних, одержаних від

давачів, встановлених в тій чи іншій точці кінематичної системи глибинно-насосної установки, дійсним значенням зусилля і положення плунжера глибинного насоса.

На сьогоднішній день процес діагностування ШГНУ за динамограмою на більшості нафтовидобувних підприємств України, як правило, включає наступні етапи: зняття динамограми за допомогою гідравлічного динамографа, ручна обробка (розшифровка) динамограми, прийняття рішення про технічний стан свердловини та необхідні заходи по усуненню дефектів, і, нарешті, реалізація прийнятих рішень, причому всі етапи виконуються різними людьми. Таким чином, між моментом отримання діагностичної інформації та моментом вживання заходів, спрямованих на усунення дефектів, чи принаймні зупинки свердловини до приїзду ремонтної бригади проходить досить багато часу, що негативно позначається на показниках ефективності експлуатації нафтовидобувних свердловин. В зв'язку з цим існує необхідність розробки і впровадження автоматизованих систем діагностування ШГНУ, які повинні забезпечувати видачу оператору рекомендації про зупинку свердловини у випадку наявності небезпечного дефекту або повної втрати працездатності, а також спростити оцінку технічного стану і виявлення дефектів та причин, що їх зумовлюють.

Проведений аналіз поточної інформації щодо сучасних систем збору і обробки даних для свердловин, обладнаних ШГНУ, показав, що такі системи орієнтовані або суто на збір даних з метою їх візуальної оцінки на місці та подальшої детальної обробки з використанням комп'ютерної техніки [33, 34, 35, 36], або на вирішення однієї конкретної задачі – контролю періодичного режиму відкачки малодебітних свердловин, як правило, в автоматичному режимі [37, 38, 39, 40], або на всебічний аналіз вимірювальної інформації від значної кількості стаціонарно розміщених давачів (навантаження, рівня рідини в затрубному просторі, потужності привідного електродвигуна, дебіту свердловини) з метою оптимізації режимів роботи ШГНУ [41, 42]. При цьому відсутні відомості про наявність достатньо простих і недорогих засобів динамометрування з можливістю автоматичного діагностування технічного стану ШГНУ.

3.2 Принципи аналізу динамограм

Зміна навантаження на полірований шток за час одного повного ходу станка-качалки є результатом складної взаємодії великої кількості різноманітних факторів. Внаслідок цього форма динамограм при одних і тих самих умовах роботи насосу (нормальна робота, незаповнення, і т. д.) надзвичайно різноманітні. Навіть при незмінності експлуатаційних факторів і стану насосу, змінивши хоча б один з таких факторів, як число качань, довжина ходу, глибина спуску, діаметр насосу і т. д., отримаємо суттєво різні по формі динамограми.

Найбільш простими умовами роботи насоса є наступні:

- 1) глибинний насос повністю справний і герметичний;
- 2) занурення насоса під динамічний рівень рівне нулю;
- 3) циліндр насоса цілком заповнений дегазованою і нестискуваною рідиною із свердловини;
- 4) рух полірованого штока проходить настільки повільно, що обумовлює повну відсутність інерційних і динамічних навантажень;
- 5) сили тертя в підземній частині насосної установки рівні нулю.

Отримана при цих умовах динамограма називається найпростішою теоретичною динамограмою нормальної роботи насосу.

Під час ходу плунжера вниз приймальний клапан закритий і вага рідини сприймається насосними трубами, які внаслідок цього видовжуються. На полірований шток діє тільки навантаження від ваги штанг, занурених в рідину.

В крайньому нижньому положенні плунжер зупиняється і нагнітальний клапан закривається. Цей момент на динамограмі відмічається точкою А (рис. 2.1). Її координати в масштабах динамограми: по осі абсцис – переміщення полірованого штоку (S), рівне 0; по осі ординат – навантаження на полірований шток (P), рівна вазі штанг, занурених в рідину. Оскільки нагнітальний клапан щойно закрився, тиск рідини в циліндрі насосу практично рівний тиску в насосних трубах над плунжером.

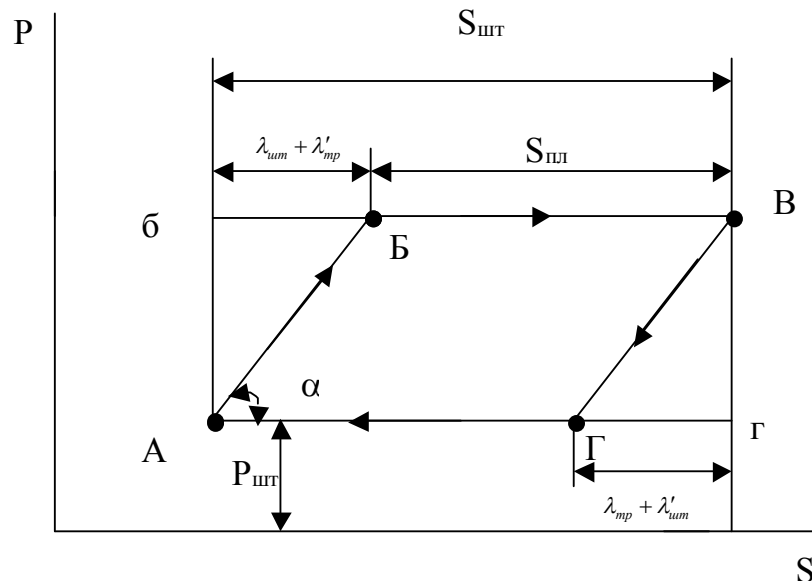


Рис. 3.1 Найпростіша теоретична динамограма нормальної роботи насосу:

$P_{шт}$ – вага штанг, P_p - вага рідини, $S_{шт}$ – хід полірованого штоку, $S_{пл}$ хід плунжера, $\lambda_{шт}$ – деформація штанг, $\lambda_{тр}$ – деформація труб.

В наступний момент полірований шток починає рухатись вгору. Плунжер залишається нерухомим по відношенню до циліндра насоса, тому що пружні штанги не можуть передати йому рух до тих пір, поки вони не отримають повного розтягу від ваги стовпа рідини в насосних трубах, що приходиться на площину плунжера. Величина розтягу штанг прямо пропорційна величині сприйнятої частини ваги рідини. Тому по мірі збільшення розтягу штанг навантаження на полірований шток зростає. Та частина ваги рідини, яка прийнята на себе штангами, знімається з труб. Внаслідок цього труби скорочують свою довжину і їх нижній кінець, закритий прийомним клапаном, рухається вгору. Оскільки між прийомним і нагнітальним клапанами в циліндрі насоса знаходиться практично нестискувана рідина, то рух нижнього кінця труб вгору викликає також рух вгору плунжера разом з насосом. В кожен момент часу величина розтягу штанг рівна різниці переміщень полірованого штоку і плунжера. Тому, щоб штанги отримали повний розтяг, необхідний для передачі руху плунжеру, полірований шток повинен пройти шлях, рівний сумі розтягу штанг і скорочення труб. Тому процес сприйняття штангами навантаження від ваги рідини зображається на

динамограмі похилою лінією АБ (лінія сприйняття навантаження). Для синусоїдального (гармонічного) закону переміщення полірованого штоку лінія АБ є прямою. У станків-качалок нормального ряду крива переміщень, особливо її початкова ділянка, достатньо близько співпадає з кривою переміщень по гармонічному закону. Тому і для реальної кінематики лінія АБ може бути прийнята за пряму.

Точка Б відповідає закінченню процесу розтягу штанг і одночасного скорочення труб, початку руху плунжера в циліндрі насоса та моменту відкриття прийомного клапана і початку поступлення рідини із скважини в циліндр насоса. Координати точки Б в масштабах динамограми: по осі абсцис – переміщення полірованого штока, що рівне сумі розтягу штанг і скорочення труб від ваги рідини; по осі ординат – навантаження на полірований шток, рівне сумі ваги штанг, занурених в рідину, і ваги рідини.

Під час наступного руху плунжера вгору на полірований шток діє незмінне навантаження, рівне навантаженню в точці Б. Це відповідає прямій горизонтальній лінії БВ, що паралельна нульовій лінії динамограми. Довжина лінії БВ в масштабі переміщень відповідає довжині ходу плунжера в циліндрі насоса.

Точка В відповідає крайнім верхнім положенням полірованого штока і плунжера, завершенню отримання рідини із скважини в циліндр насоса та моменту закриття прийомного клапана. Координати точки В в масштабах динамограми: по осі абсцис – переміщення, рівне довжині ходу полірованого штока; по осі ординат – навантаження на полірований шток, рівний сумі ваги штанг, занурених в рідину, і ваги рідини.

З крайнього верхнього положення полірований шток починає рух вниз. Однак плунжер не може рухатись вниз, так як під ним в циліндрі насоса знаходиться практично нестискаєма рідина. Нагнітальний клапан не може відкритись, тому що тиск в циліндрі насоса рівний нулю, а над плунжером він рівний тиску всього стовпа рідини в насосних трубах. Тому плунжер залишається нерухомим по відношенню до циліндра насоса. Внаслідок того, що плунжер стоїть на місці, а полірований шток рухається вниз, довжина штанг скорочується і навантаження від ваги рідини поступово передається на труби. Тиск в циліндрі насоса збільшується пропорційно скороченню штанг. Сприймаючи

навантаження від ваги рідини, труби відповідно видовжуються і їх нижній кінець рухається вниз, Так як плунжер спирається на нестискуваний стовп рідини в циліндрі насоса, то він також рухається вниз, залишаючись нерухомим по відношенню до циліндра насоса. Це вимушене просування плунжера уповільнює скорочення штанг і зняття навантаження від ваги рідини. Тому штанги отримують повне скорочення і повністю знімають з себе навантаження від ваги рідини тільки тоді, коли полірований шток проходить віддаль, рівну сумі скорочення штанг і розтягу труб від ваги рідини (відрізок Гг).

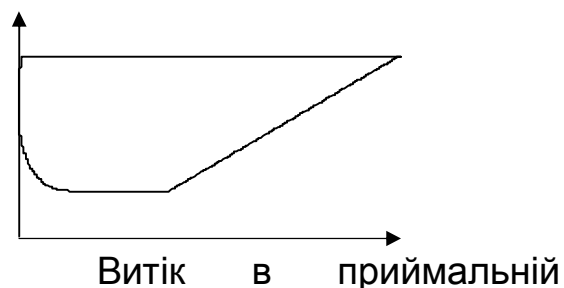
Внаслідок зменшення навантаження при одночасному переміщенні полірованого штоку вниз процес зняття із штанг навантаження від ваги рідини зображається на динамограмі нахиленою лінією ВГ (лінія зняття навантаження).

Точка Г відповідає закінченню процесу скорочення штанг і одночасного розтягу труб, моменту відкриття нагнітаючого клапана та початку руху плунжера вниз. Координати точки Г в масштабах динамограми: по осі абсцис – переміщення полірованого штока, що рівне сумі скорочення штанг і розтягу труб; по осі ординат – навантаження на полірований шток, що рівна вазі штанг, занурених в рідину.

За час руху плунжера вниз на полірований шток діє незмінне навантаження, рівне вазі штанг, занурених в рідину. Це відповідає прямій горизонтальній лінії АГ, що паралельна нульовій лінії динамограми.

Таким чином, найпростіша теоретична динамограма нормальної роботи насоса при пружних штангах і трубах має форму паралелограма.

При наявності дефектів форма динамограми змінюється (рис. 2.2).



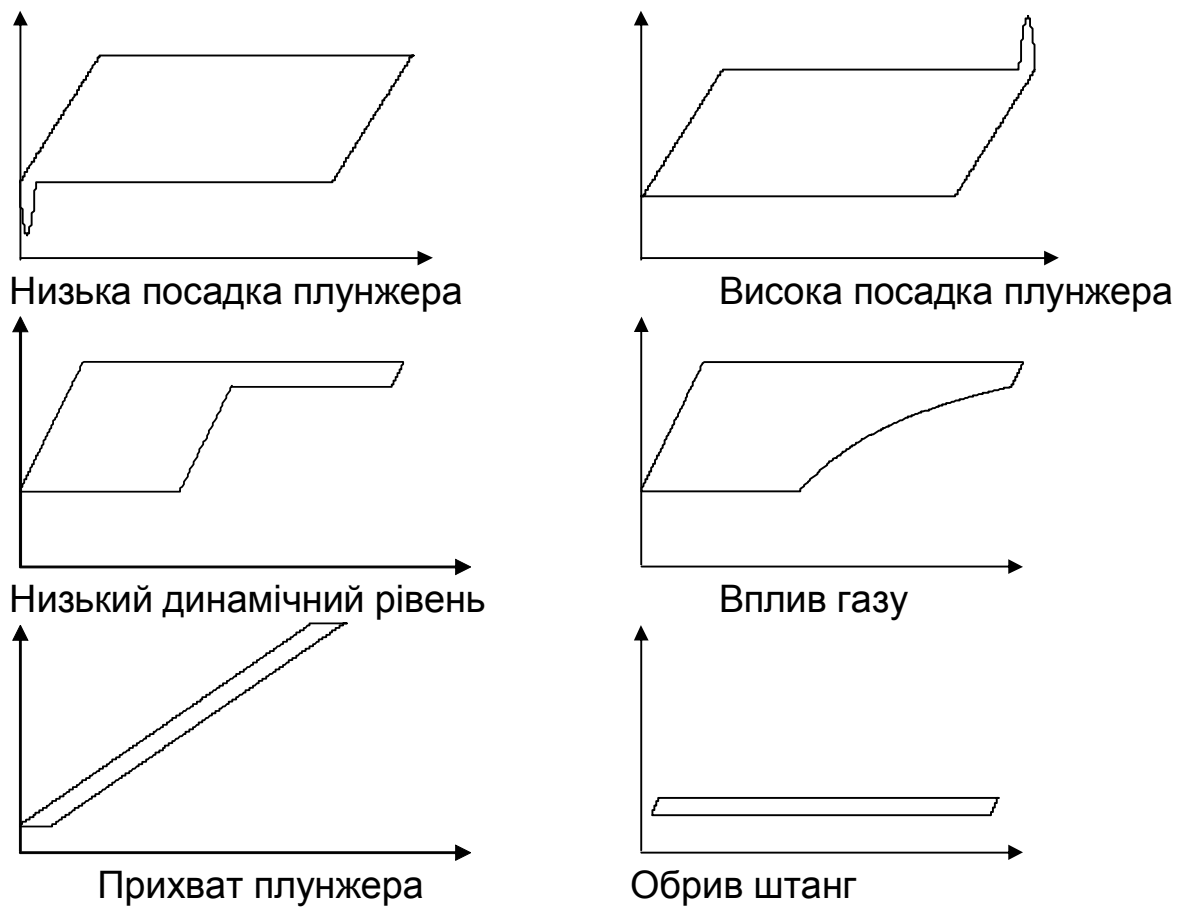


Рис. 3.2. Ідеалізовані динамограми для різних технічних станів ШГНУ

Розглянемо відмінності між найпростішою теоретичною динамограмою (рис. 2.1) та динамограмою, побудованою із врахуванням ряду додаткових впливових факторів (рис. 2.3), звертаючи увагу на необхідність забезпечення інваріантності методу динамометричного діагностування до параметрів обладнання, режимів роботи та особливостей свердловини.

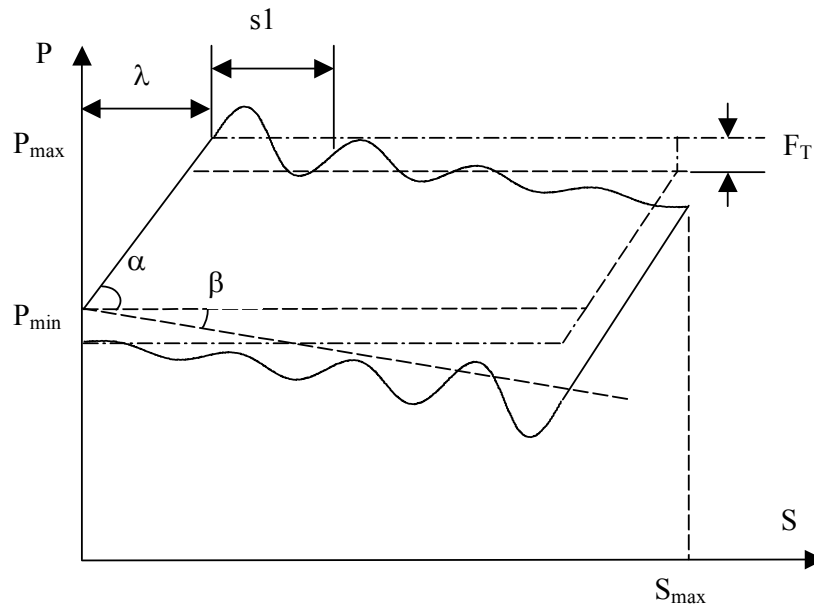


Рис. 3.3. Динамограма нормальної роботи ШГНУ:

λ – сумарне видовження штанг і труб, s_1 - період власних коливань, F_T – сила тертя, β – кут інерційного нахилу динамограми.

Для ідеалізованої паралелограмної динамограми (рис. 2.1 та штрихова лінія на рис. 2.3) при фіксованих мінімальному і максимальному навантаженнях P_{min} , P_{max} її форма цілком визначається одним параметром – кутом нахилу ліній сприйняття і зняття навантаження α . Він залежить від співвідношення між вагою рідини в колоні НКТ та деформацією штангової колони і колони НКТ під дією цієї ваги, тобто визначається головним чином конструкцією (довжинами і діаметрами ступенів) штангової колони і колони НКТ, які залежать від глибини спуску насоса. Вага рідини, крім того, залежить від рівня і густини рідини в затрубному просторі свердловини та густини рідини всередині колони НКТ. Кут α є важливим діагностичним параметром, оскільки його зміна відносно теоретичного найчастіше свідчить про наявність дефектів.

Величина сил тертя, що визначає віддаль F_T ліній постійного навантаження при ході вгору і вниз від теоретичних, залежить від характеристик рідини, що видобувається, та конфігурації (викривленості) стовбура свердловини. Врахування цього параметра є важливим при визначенні кількісної характеристики роботи свердловини – коефіцієнту наповнення глибинного насоса. При реалізації алгоритму діагностування за формою плунжерної

динамограми коефіцієнт тертя також повинен бути відомим, оскільки в протилежному випадку форма плунжерної динамограми виявляється дещо спотвореною.

Співвідношення між довжиною динамограми S_{max} і періодом власних коливань штангової колони s_1 визначається в сукупності глибиною спуску насоса, довжиною ходу і кількістю качань за хвилину. Характеристики власних коливань штангової колони (їх амплітуда, характер затухання при ході вгору і вниз) в принципі можуть відображати наявність дефектів глибинного обладнання, але більш доцільним представляється їх згладжування чи фільтрація з метою чіткішого виявлення більш характерних ознак дефектів, які характеризують форму динамограми в цілому.

Кут інерційного повороту динамограми β залежить від маси та прискорення рухомих частин підземного обладнання і тому визначається всією сукупністю свердловинних і технологічних параметрів, включаючи, крім згаданих вище, також кінематичні параметри верстата-качалки, від яких залежить закон зміни прискорення точки підвісу штангової колони [2, 23]. При розгляді плоскої кривої $P(S)$ інерційний поворот не змінює форми динамограми, однак, якщо для формування вектора ознак використовувати сигнал навантаження, дискретизований в часі, цей ефект виявляється в появі додаткової низькочастотної складової, що може дещо спотворити інформативні низькочастотні складові, які описують форму динамограми.

Серед розглянутих параметрів динамограми нормальної роботи найважливішим є кут нахилу ліній сприйняття і зняття навантаження, або відношення λ/S (що однозначно визначає кут нахилу за умови нормалізації динамограми). Для забезпечення інваріантності еталону відносно цього параметра можна або формувати окремий еталон для кожної свердловини з врахуванням її параметрів, або використовувати такий спосіб формування вектора ознак, що гарантуватиме незалежність елементів цього вектора від параметрів свердловини і ШГНУ.

Відомі і детально розглянуті аналітичні методи визначення заглибної динамограми за наземною динамометричною інформацією з подальшим перерахунком на основі відомих математичних моделей [43,44]. Аналітичні методи ґрунтуються на розв'язку телеграфних рівнянь:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - b \frac{\partial u}{\partial t}$$

де $u(x,t)$ – переміщення точки, розташованої на відстані x від гирла свердловини, в момент часу t ; a – швидкість звуку в матеріалі штанг, b – коефіцієнт тертя. Вихідними даними для розрахунку плунжерної динамограми є інформація про конструкцію штангової колони та колони насосно-компресорних труб (довжини і діаметри ступенів колони) та динамограма (синхронно виміряні значення навантаження і переміщення за цикл качання), знята в точці підвісу штанг.

При цьому отримують вирази для переміщення і зусилля в будь-якому перерізі штангової колони, які в подальшому використовують для побудови заглибної динамограми. У відомій роботі [45] використовується класичний метод Фур'є для обробки сигналів, заданий у вигляді закону зміни в часі переміщення і зусилля на кінці штангової колони, з подальшим визначенням їх амплітуд і фазових співвідношень у будь-якому перерізі штанг, після чого проводять гармонічний синтез у точці прийняття сигналу. Навантаження на нижньому кінці штангової колони визначаються за формулами:

$$u(x,t) = \frac{1}{2} \left[u_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + u_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right] - \frac{1}{2} \frac{c}{Ef} \int_{-\frac{x}{c}}^{\frac{x}{c}} P_1(t+\tau) e^{a\tau} d\tau,$$

$$P(x,t) = \frac{1}{2} \left[P_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + P_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right] - \frac{1}{2} \frac{Ef}{c} \left[v_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + v_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right] -$$

$$- \frac{1}{2} \frac{Ef}{c} a \left[u_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + u_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right]$$

$$v(x,t) = \frac{1}{2} \left[v_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + v_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right] -$$

$$- \frac{1}{2} \frac{c}{Ef} \left[P_1 \left(t + \frac{x}{c} \right) e^{v\alpha} + P_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-v\alpha} \right] + \frac{1}{2} a \frac{c}{Ef} \int_{-\frac{x}{c}}^{\frac{x}{c}} P_1(t+\tau) e^{a\tau} d\tau$$

Вказана задача була також розв'язана інтегруванням телеграфного рівняння методом Даламбера-Рімана [46], який не вимагає проведення гармонічного синтезу вихідних функцій. Для цього достатньо лише взяти два їх значення в інтервалі часу, який необхідний для проходження прямої і відбитої хвилі деформації по штангах. За цими двома значеннями, вводячи поправку на тертя, визначають характеристики сигналу, який приймається на іншому кінці штанг у середині вказаного інтервалу часу.

Аналітичні методи діагностування стану ШГНУ мають великі функціональні можливості, оскільки дозволяють здійснити більш повну діагностику насосного обладнання в цілому. За розрахованою заглибною динамограмою можна отримати цілий ряд додаткових відомостей, які неможливо взяти з наземної динамограми. Крім цього, більш правильна геометрична форма плунжерної динамограми дозволяє якісніше проаналізувати залежності, що характеризують роботу свердловинного насоса. Використання аналітичних методів доцільне не лише для дослідження обладнання свердловин, які працюють із підвищеною динамікою, але й для звичайних свердловин, динамограми котрих за своєю формою близькі до паралелограму.

За умови вимірювання переміщення полірованого штока швидкість отримується як результат чисельного диференціювання переміщення. Оскільки процедура чисельного диференціювання з математичної точки зору є некоректною, то наявність шумів у сигналі переміщення призводить до спотворення результату диференціювання та остаточного результату обчислень за формулами Вірновського, в зв'язку з чим необхідне додаткове згладжування сигналу швидкості. Іншою умовою отримання коректних результатів є правильність абсолютних значень навантаження. Так, наявність мультиплікативної похибки (зумовленої, наприклад, зміною чутливості давача навантаження внаслідок впливу температури чи нерівномірності прикладення навантаження) призводить до спотворення плунжерної динамограми, що візуально виглядає як поворот на деякий кут. Наявність адитивної похибки (якої неможливо уникнути при використанні давача навантаження накладного типу) призводить до аналогічного зміщення по осі навантаження результуючої плунжерної динамограми, що не впливатиме на результат діагностування при врахуванні лише форми динамограми.

Для якісного аналізу при заданні параметрів a і b в принципі допустима деяка довільність, оскільки задачею такого аналізу є лише виявлення характерних дефектів ШГНУ і приблизна оцінка їх кількісних характеристик. Однак для проведення кількісного аналізу (наприклад, обчислення коефіцієнтів наповнення і подачі) важливого значення набуває точність визначення параметрів моделі, яка використовується при обчисленні плунжерної

динамограми. Питання визначення швидкості поширення деформацій в штангах

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

де E – модуль Юнга, ρ - густина матеріалу штанг, розглядається, зокрема, в [47], де вказані поправочні коефіцієнти для штанг різних типорозмірів, що враховують зміну жорсткості і маси штанг внаслідок наявності висадок і муфт порівняно із розрахованою для однорідного стержня.

При розробці алгоритму діагностування ШГНУ за динамограмами найбільш загальним підходом є використання методу розпізнавання образів.

Алгоритм розпізнавання образів передбачає віднесення стану об'єкта, що характеризується сукупністю ознак $U = \{u_1, u_2, \dots, u_n\}$ до деякого класу w_i з множини класів $W = \{w_1, w_2, \dots, w_n\}$ на підставі деякого вирішуючого правила. При цьому класи можуть описуватися набором векторів (кластером) U_1, U_2, \dots, U_l , що належать до даного класу, або еталонним вектором, що являє собою центр кластера.

Вирішуюче правило ґрунтується на оцінці тієї чи іншої міри подібності або міри близькості між вектором еталону і вектором оцінюваного стану.

Найбільш поширеною мірою подібності є коефіцієнт кореляції,

$$r_{ij} = \cos \phi_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^n u_{ik} u_{jk}}{\sqrt{\sum_{k=1}^n u_{ik}^2 u_{jk}^2}},$$

де u_{ik} – k -та координата i -го вектора ознак;

ϕ_{ij} - косинус кута між двома векторами у n -мірному просторі ознак.

Близькість коефіцієнта кореляції до одиниці свідчить про наявність лінійної залежності між векторами. Оскільки коефіцієнт кореляції - нормована величина (в діапазоні $-1 \dots +1$), він не змінюється при наявності зміщення всіх координат вектора на однакову величину та множення їх на однаковий множник.

Використовуються також міри близькості, що отримуються на підставі метрик, введених у просторі ознак, а саме відстань по Хеммінгу

$$d_{ij} = \sum_{k=1}^n |u_{ik} - u_{jk}|$$

та евклідова відстань

$$d_{ij} = \sqrt{\sum (u_{ik} - u_{jk})^2}.$$

Для створення працездатного алгоритму діагностування технічного стану ШГНУ методом розпізнавання образів необхідно забезпечити:

- інваріантність до параметрів обладнання, режимів роботи та особливостей свердловини;
- спосіб формування і мінімальну розмірність вектора ознак, що забезпечує збереження достатньої для постановки діагнозу інформації про характерні особливості форми динамограми;
- простий спосіб формування еталонних векторів ознак;
- максимально ефективний класифікатор (правило розпізнавання);
- у випадку дефектів з різною ступінню заповнення насоса – вірогідність віднесення технічного стану до відповідного класу незалежно від ступені заповнення, але з можливістю її обрахунку.

3.3 Аналіз методів розпізнавання динамограм

Розробка методів автоматизованого визначення технічного стану ШГНУ за динамограмами проводилася ще в 60-х – 80-х рр. ХХ ст. Серед таких методів можна вказати наступні.

1. Метод напівавтоматичного розпізнавання несправностей [48] передбачає визначення координат семи характерних точок з наступним обрахунком ряду теоретичних і фактичних параметрів динамограми, за співвідношеннями між якими відбувається визначення технічного стану ШГНУ. Метод вимагає знання близько 120 параметрів свердловини і може бути безпосередньо застосований лише для тихохідних режимів роботи. Застосування цього методу до динамограм із значною динамікою викликає певні складності, оскільки поняття “положення характерної точки” в застосуванні до таких динамограм не є чітко визначеним, що не сприяє розробці достатньо стійких алгоритмів пошуку цих точок.

2. Детерміновано-статистичний метод [49] в якості вихідної інформативної ознаки використовує довжини нормалей між точками, розташованими на бокових сторонах квадрата, в який вписується динамограма, і відповідними точками на лініях

сприйняття і зняття навантаження на динамограмі. Отримана послідовність розкладається в ряд по заданій системі функцій, причому ці функції задаються на основі деякого оптимального критерію якості, що визначається за статистичними властивостями навчальної вибірки. На основі отриманих коефіцієнтів розкладу відбувається визначення технічного стану на основі розпізнавання образів. Метод дозволяє розрізнити лише 4 класи технічного стану ШГНУ (нормальна робота, витік в нагнітальній частині, витік в приймальній частині, незаповнення насоса). Як і описаний вище метод, він передбачає попереднє виділення на динамограмі ділянок сприйняття і зняття навантаження.

3. Метод автоматичного розпізнавання несправностей [48] полягає в обчисленні 12 ознак на основі проєкцій векторів, що з'єднують характерні точки досліджуваної і еталонної динамограм. Еталонна динамограма, виміряна за умов нормальної роботи ШГНУ, згладжується, апроксимується чотирма параболічними кривими і зберігається в пам'яті у вигляді 12 коефіцієнтів цих кривих. Аналогічні дії проводяться над досліджуваною динамограмою. Вірогідність цього методу значною мірою залежить від точності визначення характерних точок, що особливо складно для динамограм із значною динамікою, тобто для розширення області застосування методу необхідний попередній перерахунок наземної динамограми в плунжерну.

4. Метод різницевої кривої [10] базується на властивості симетрії ділянок ходу вгору і вниз для динамограми нормальної роботи ШГНУ. Діагностичною ознакою є кількість і довжина інтервалів знакопостійності різницевої кривої, яка отримується шляхом віднімання ділянки динамограми при ході вгору від інвертованої ділянки ходу вниз, причому за нульові рівні прийняті рівні початкових точок відповідних ділянок. Метод дозволяє певною мірою компенсувати спотворюючий вплив динамічних навантажень і забезпечує розпізнавання основних класів несправностей насосного обладнання (хоча, наприклад, стани "обрив штанг" і "прихват плунжера" не ідентифікуються) та приблизну оцінку коефіцієнта наповнення глибинного насоса. Однак, згідно результатів випробувань методу, наведених в [48], імовірність правильного розпізнавання стану складає 68%, що недостатньо для практичного застосування.

5. Спектральний метод розпізнавання, що використовує для формування вектора ознак коефіцієнти розкладу сигналу навантаження в спектр Фур'є, був вперше запропонований в [50]. В роботі [51] пропонується вдосконалення цього методу, причому інваріантність до паралельного переносу і зміни масштабів осей координат забезпечується шляхом ділення коефіцієнтів амплітудного спектру на амплітуду першої гармоніки сигналу і зсуву коефіцієнтів фазового спектру відносно фази першої гармоніки у відповідне число разів (слід, однак, зауважити, що той самий результат можна отримати за допомогою нормалізації вихідної динамограми шляхом віднімання середнього значення та ділення на середньоквадратичне відхилення. В цьому випадку інваріантною до абсолютних значень навантаження буде як часова форма представлення динамограми, так і спектральна, причому останнє впливає із властивості лінійності перетворення Фур'є). В якості міри подібності використовується евклідова відстань між досліджуваним і еталонними векторами ознак. Наведені розрахунки виконані лише для трьох основних класів динамограм, крім того, не описано, яким чином формуються еталонні класи та не висвітлено вплив залежності форми динамограми від експлуатаційних параметрів ШГНУ на вірогідність розпізнавання.

Основні характеристики описаних методів узагальнено представлено в табл. 3.1.

Всі методи мають обмеження або по кількості станів, що розпізнаються, або по допустимій степені динамічності режиму експлуатації ШГНУ, що забезпечує необхідну вірогідність розпізнавання. Так, з одного боку, методи, що використовують логічні ознаки опису форми динамограми, значною мірою залежать від точності визначення положення так званих "характерних точок" і виявляються нестійкими до наявності шумів та динамічних навантажень. З іншого боку, методи, що базуються на загальних підходах теорії розпізнавання образів, не враховують особливостей розміщення класів технічних станів у просторі ознак в залежності від технологічних параметрів і режимів роботи свердловини, а також степені розвитку дефектів; не обґрунтовано способи формування векторів ознак та еталонних класів.

Таблиця 3.1 Характеристика методів розпізнавання динамограм

Спосіб	Діагностичні ознаки	Спосіб	Недоліки
--------	---------------------	--------	----------

формування вектору ознак		формування еталонів	
Динамограма (крива навантаження-переміщення)	Положення і кількість характерних точок динамограми	Розрахунок на основі параметрів свердловини	Складність визначення характерних точок для динамограм, що характеризують динамічний режим роботи
	Коефіцієнти параболічних кривих, що апроксимують чотири ділянки динамограми між характерними точками	Розрахунок для динамограм, виміряної за умов нормальної роботи	
	Коефіцієнти розкладу по заданій системі функцій вектора відстаней між сторонами квадрата, в який вписується динамограма, та лініями сприйняття і зняття навантаження	Усереднення по навчальній вибірці для кожного дефекту	1. Не враховуються параметри свердловини 2. Необхідний значний об'єм експериментальних даних
Динамограма (тільки навантаження)	Коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є		
Різницева крива	Кількість і тривалість інтервалів знакопостійності різницевої кривої	Визначаються за відомою формою еталонних динамограм для різних дефектів	1. Неоднозначність діагнозу при деяких співвідношеннях експлуатаційних параметрів 2. Недостатня достовірність

3.4 Формування еталонів

Першим кроком у створенні системи діагностування на основі алгоритму розпізнавання образів є формування еталонів на основі деякої апріорної інформації про класи. Якщо вибрані діагностичні показники є інваріантними до параметрів об'єкта діагностування, достатньо сформувати m еталонів, що відповідають m технічним станам, і використовувати їх у процесі діагностування всіх об'єктів. В протилежному випадку необхідно сформувати еталони окремо для кожного об'єкта.

Можна виділити два підходи до формування еталонів:

- на основі математичної моделі, що з достатньою степінню адекватності відображає характер функціонування ОД як при нормальній роботі, так і при наявності різного роду дефектів;
- на основі достатньо великого обсягу експериментальних даних шляхом статистичного усереднення компонентів вектора ознак для кожного із дефектів.

Реалізація другого підходу фактично означає неможливість формування індивідуальних еталонів для кожної свердловини в зв'язку з малою імовірністю отримання для них динамограм всіх станів з дефектами. Крім того, працездатність алгоритму значною мірою буде залежати від обсягу і характеру експериментальних даних та способу їх обробки. Обчислення ж еталонних динамограм на основі математичної моделі виправдовує себе лише при використанні ПЕОМ в якості елемента системи збору даних (що з ряду причин незручно), а для простого пристрою оперативного діагностування вимагає або попереднього розрахунку еталонних динамограм для всіх свердловин і зберігання їх у пам'яті пристрою, або їх оперативного розрахунку в процесі обробки даних, що збільшує витрати часу на діагностування та потребує зберігання у пам'яті пристрою всіх параметрів свердловин, необхідних для розрахунку.

За умови реалізації алгоритму діагностування тільки по формі динамограми для розрахунку індивідуальних еталонів технічних станів для кожної свердловини повинен бути відомим лише один параметр $\frac{\lambda}{S_{\max}}$. З метою спрощення алгоритму діагностування можна використовувати і спільні еталони для всіх свердловин, однак розрахунки показують, що при різних значеннях $\frac{\lambda}{S_{\max}}$ середньоквадратичне відхилення окремих

компонентів вектора ознак складає до 30...50% від їх середнього значення, що призводить до неправильних результатів діагностування.

Аналізуючи динамограми, які характеризують різні технічні стани ШГНУ (Рис. 3.2), можна зробити висновок, що на основі еталону нормальної роботи установки шляхом внесення у нього деформацій, характерних для різних технічних станів, можна отримати всі інші еталони.

Розгорнута теоретична динамограма при нормальній роботі ШГНУ має вигляд, зображений на Рис. 3.4.

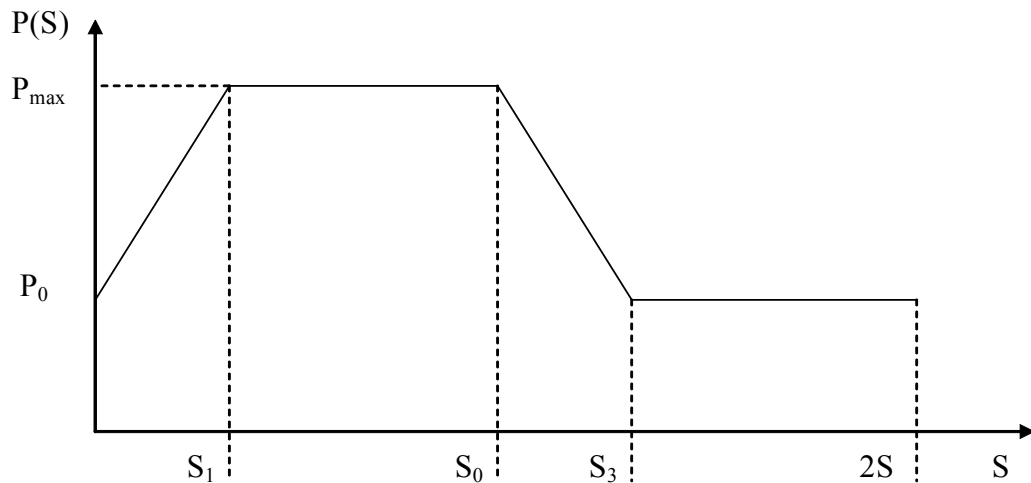


Рис. 3.4. Розгорнута динамограма нормальної роботи ШГНУ

Положення точок S_1, S_2 визначається наступним чином:

$$S_1 = \frac{\lambda}{S_0} \cdot \frac{N}{2},$$

$$S_3 = S_0 + S_1,$$

де $\lambda = \frac{F_n \cdot \rho_p \cdot L \cdot H}{E} \cdot \left(\sum_i \frac{l_{Ti}}{f_{Ti}} + \sum_i \frac{l_{ui}}{f_{ui}} \right)$ – втрата ходу плунжера

внаслідок деформацій штанг і труб; S_0 - довжина ходу точки підвісу; F_n - площа січення насоса; ρ_p - густина рідини; L - довжина ШК; H - динамічний рівень; E - модуль пружності матеріалу штанг; l_{Ti}, l_{ui} - довжини частин колони труб і штанг з площами січення f_{Ti} і f_{ui} відповідно.

Кут нахилу лінії сприйняття навантаження визначається коефіцієнтом

$$k = \frac{2S_n (P_{max} - P_0)}{\lambda N}.$$

Таким чином:

$$P_{np}(S) = \begin{cases} P_0 + k \cdot S, S < S_1; \\ P_{max}, S_1 \leq S < S_0; \\ P_{max} - k \cdot (S - S_0), S_0 \leq S < S_2; \\ P, S_2 \leq S < 2S_0. \end{cases}$$

Для стану "Вплив газу" (Рис. 3.5) з коефіцієнтом наповнення kn :

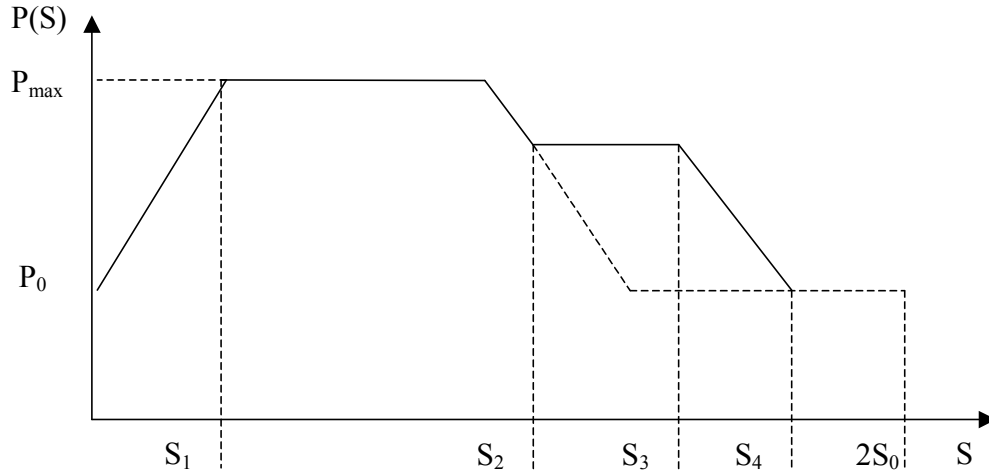


Рис. 3.5. Розгорнута динамограма при шкідливому впливі газу

$$P_{BG}(S) = \begin{cases} P_{np}(S), S < S_2, S > S_4; \\ P_{np}(S) + k \cdot (S - S_2), S_2 \leq S < S_0; \\ P_{np}(S) + k \cdot (S_0 - S_2), S_0 \leq S < S_3; \\ P_{np}(S) + k \cdot (S_4 - S), S_3 \leq S < S_4; \end{cases}$$

де:

$$S_2 = S_0 + \frac{P_{max} - P_0}{k};$$

$$S_3 = S_2 + (1 - kn) \cdot (S_0 - S_1);$$

$$S_4 = 2S_0 + kn \cdot (S_0 - S_1);$$

$P_V = 0.95 \cdot P_{max} + \mu \cdot P_0 \cdot \sin \beta$ - оцінка величини сил тертя [2];

μ - коефіцієнт тертя;

β - кут нахилу свердловини.

Для стану "Витік в нагнітальній частині" (Рис. 3.6):

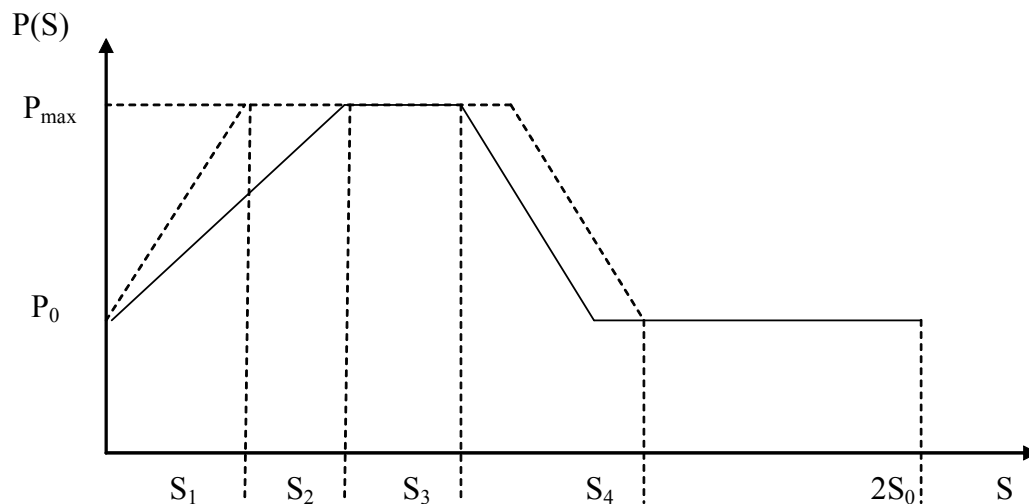


Рис. 3.6. Розгорнута динамограма при виток у нагнітальній частині

$$P_{ВНЧ}(S) = \begin{cases} P_{нр}(S), S_2 \leq S < S_3, S_4 \leq S < 2S_0; \\ P_0 + k \cdot kv \cdot S, S < S_2; \\ P_{нр}(S + S_0 - S_3), S_3 \leq S < S_4; \end{cases}$$

де kv - величина, прийнята за характеристику степені заповнення насосу;

$$S_2 = \frac{S_1}{kv};$$

$$S_3 = S_0 - \frac{S_2 - S_1}{2};$$

$$S_4 = S_0 + S_1.$$

Для отримання еталону технічного стану "Витік в приймальній частині" можна інвертувати еталон стану "Витік в нагнітальній частині":

$$P_{ВПЧ}(S) = P_0 + P_{\max} - P_{ВНЧ}(S).$$

Із параметрів динамограми нормальної роботи, розглянутих в 3.2, такий спосіб формування еталонних паралелограмних динамограм не враховує власні коливання та інерційний поворот динамограми.

3.5 Метод модифікованої різницевої кривої

На відміну від методу, запропонованого в [48], де в якості класифікаційних ознак використовуються деякі характеристики різницевої кривої, в якості вектора ознак можна використовувати і саму різницеву криву, дискретизовану в часі. Слід, однак, вказати, що тривалість ходу вгору і вниз, строго кажучи, різні внаслідок

залежності між швидкістю і навантаженням на валу привідного електродвигуна ШГНУ, тому для коректності алгоритму обчислення різницевої кривої необхідно враховувати цю обставину, наприклад, додатковим нормуванням по осі часу.

В зв'язку з цим можна запропонувати в якості діагностичної ознаки “модифіковану” різницеву криву – результат віднімання реальної динамограми від еталонної. В якості еталонної динамограми в такому випадку слід використовувати лише реальну динамограму нормальної роботи. Тоді, навіть якщо вихідними даними для розрахунку еталонів будуть ідеалізовані паралелограмні динамограми (тобто еталонами будуть різницеві криві між еталоном дефекту і еталоном нормальної роботи), за рахунок деякої компенсації власних коливань отримана модифікована різницева крива буде більш подібною до еталонної модифікованої різницевої кривої, ніж первинна динамограма до еталонної паралелограмної. Ілюстрація наведених міркувань приведена на Рис. 3.7, де для прикладу розглянуто еталонні та реальні динамограми для свердловини №8 Бориславського родовища НГВУ “Бориславнафтогаз”. При цьому коефіцієнт кореляції між різницевими кривими складає 0,867, в той час як між вимірною та еталонною динамограмами – 0,819 для динамограми нормальної роботи та 0,812 для динамограми, що характеризує витік в приймальній частині. Це свідчить про потенційне підвищення вірогідності діагностування при використанні модифікованої таким чином різницевої кривої замість динамограми.

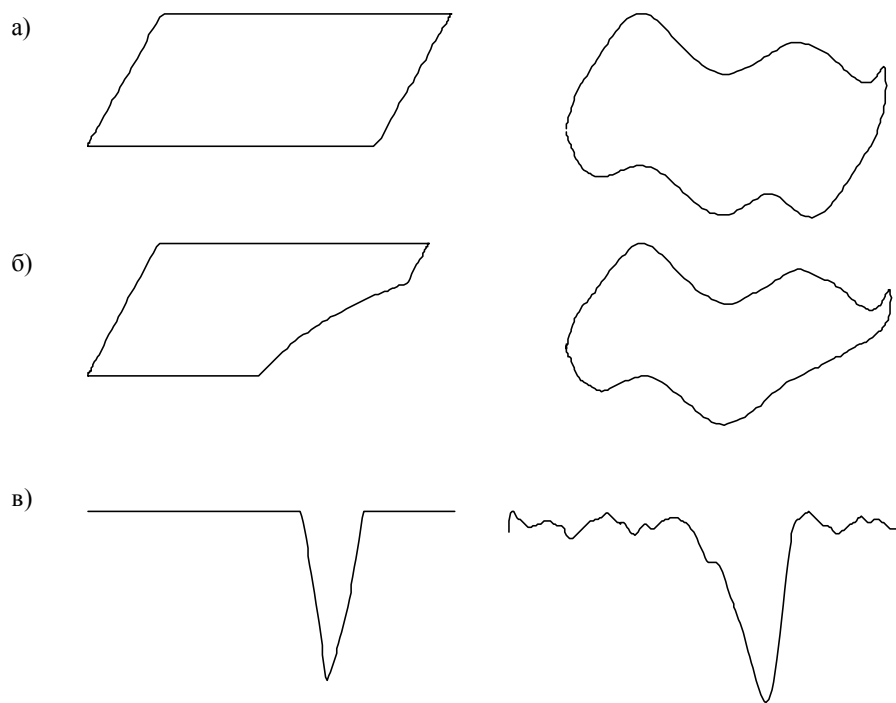


Рис. 3.7. Модифіковані різницеві криві еталонних та реальних динамограм: а – динамограма нормальної роботи, б – динамограма при наявності впливу газу, в – різницева крива

Розмірність вектора ознак як для динамограми, так і для модифікованої різницевої кривої дорівнюватиме кількості відліків сигналу навантаження на періоді качання ШГНУ.

3.6 Забезпечення інваріантності динамометричного методу діагностування ШГНУ до форми сигналу переміщення полірованого штока

При виборі способу формування вектора ознак для діагностування ШГНУ на основі динамометричної інформації необхідно враховувати, що динамограма являє собою не одномірний сигнал, а плоску замкнуту криву, що описує цикл качання ШГНУ в координатах навантаження на полірований шток – переміщення полірованого штока. На перший погляд, сигнал переміщення взагалі не несе діагностичної інформації, оскільки цілком визначається кінематичними параметрами верстата-качалки, що не змінюються в процесі експлуатації, в зв'язку з чим для формування вектора ознак достатньо лише сигналу навантаження. Так, в роботі [52] пропонується взагалі відмовитись від давачів переміщення, оскільки похибка визначення переміщення за теоретичними формулами, складеними на основі

кінематичної схеми станка-качалки, є незначною. Однак такий підхід вимагає знання точних значень розмірів елементів станка-качалки для кожної свердловини та використання досить громіздких формул для обрахунку теоретичного переміщення полірованого штока. Використання спрощеної синусоїдальної залежності, як показано в [53], зумовлює похибку, що може досягати 5-12% від довжини ходу. Окрім того, залежність швидкості обертання привідного асинхронного двигуна ШГНУ від навантаження вносить додаткову похибку, що виявляється, зокрема, у різній тривалості фаз ходу вгору і ходу вниз циклу качання ШГНУ.

На Рис. 3.8 наведено динамограми для свердловини Б-420 Битківського родовища НГВУ “Надвірнанафтогаз”, побудовані з використанням реальної та теоретичної залежності переміщення від часу.

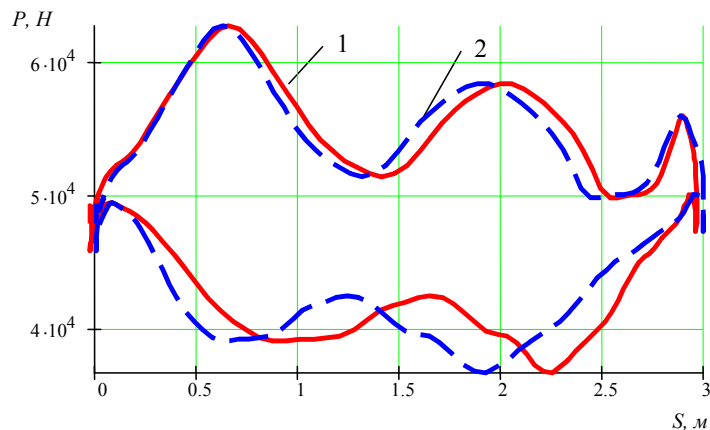


Рис. 3.8. Динамограми, побудовані з використанням реальної (1) та теоретичної (2) залежності переміщення від часу

Якщо реальна динамограма має вигляд типової динамограми нормальної роботи, то динамограма із теоретичним переміщенням має різні кути нахилу ліній сприйняття і зняття навантаження, що є характерною ознакою дефекту “витік в приймальній частині” або “вплив газу”. Саме такі результати було отримано для наведеної динамограми при діагностуванні методом розпізнавання образів [54]. При цьому в якості вектора ознак використовувались дискретизований в часі сигнал навантаження та його трансформації: перетворення Фур’є, перетворення Уолша та вейвлет-перетворення. Еталони формувалися на основі теоретичної паралелограмної динамограми для свердловини Б-420. Для перетворення Фур’є

було отримано діагноз “вплив газу”, для всіх інших методів формування вектора ознак - “витік в приймальній частині” (див. табл. 3.2).

Таблиця 3.2 Значення мір подібності з еталонами технічних станів при різних способах формування вектора ознак

Тех. стан	Спосіб формування вектора ознак та міра подібності											
	Часова форма			Перетворення Фур'є			Перетворення Уолша			Вейвлет-перетворення		
	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy
НР	0.42 2	0.55 5	0.78 9	0.02 3	0.12 5	0.95 4	821.6	18.8 3	0.81 0	9.86	2.83 8	0.82 9
ВГ, K _H =0.7	0.84 0	0.77 0	0.58 0	0.01 2	0.08 4	0.95 0	1676.1	25.8 4	0.60 5	23.7 2	3.73 8	0.59 5
ВГ, K _H =0.5	0.66 1	0.69 3	0.66 9	0.01 2	0.07 7	0.97 8	1310.0	22.7 0	0.69 4	17.2 2	3.21 8	0.70 6
ВГ, K _H =0.3	0.52 2	0.62 3	0.73 9	0.01 2	0.09 3	0.98 4	1031.0	20.1 4	0.76 1	13.4 0	3.13 3	0.77 3
НДР, K _H =0.7	1.05 6	0.86 6	0.47 2	0.01 4	0.09 7	0.94 7	2115.3	29.7 2	0.49 5	30.2 7	4.14 0	0.47 1
НДР, K _H =0.5	0.90 1	0.78 1	0.54 9	0.01 5	0.09 8	0.94 0	1784.0	26.3 8	0.57 5	24.4 9	3.60 5	0.57 7
НДР, K _H =0.3	0.67 4	0.68 4	0.66 3	0.00 9	0.07 8	0.95 8	1333.0	24.3 6	0.68 6	16.5 3	3.26 4	0.71 5
ВНЧ, K _H =0.7	0.90 9	0.81 4	0.54 6	0.03 4	0.14 5	0.89 5	1792.0	28.9 5	0.55 8	23.3 2	3.88 5	0.60 5
ВНЧ, K _H =0.5	0.76 3	0.75 1	0.61 8	0.02 2	0.11 0	0.95 9	1514.8	24.7 9	0.62 9	19.0 8	3.97 0	0.67 0
ВНЧ, K _H =0.3	0.57 7	0.66 5	0.71 1	0.01 5	0.10 5	0.90 4	1130.6	24.6 1	0.72 8	14.5 1	3.63 4	0.75 9
ВПЧ, K _H =0.7	0.48 7	0.60 9	0.75 6	0.03 4	0.14 5	0.94 6	944.4	21.7 4	0.77 1	8.98	2.01 8	0.85 1
ВПЧ, K _H =0.5	0.46 9	0.59 2	0.76 6	0.02 2	0.11 0	0.93 9	901.5	20.6 6	0.78 4	6.33	2.10 1	0.89 1
ВПЧ, K _H =0.3	0.37 2	0.50 0	0.81 4	0.01 4	0.10 3	0.92 3	716.4	19.6 8	0.83 2	4.04	1.67 7	0.93 5
ПП	1.82 0	1.19 5	0.09 0	0.02 6	0.13 9	0.93 0	3675.5	33.3 3	0.09 3	53.0 7	5.01 5	0.10 5
НПП	0.46 3	0.57 4	0.76 8	0.02 0	0.12 0	0.91 0	892.7	19.1 2	0.79 0	11.1 0	2.98 4	0.80 8
Діагноз	ВПЧ	ВПЧ	ВПЧ	ВГ	ВГ	ВГ	ВПЧ	НР	ВПЧ	ВПЧ	ВПЧ	ВПЧ

Примітка. НР – нормальна робота, ВГ – вплив газу, НДР – низький динамічний рівень, ВНЧ – витік в нагнітальній частині, ВПЧ – витік в приймальній частині, K_H – коефіцієнт наповнення глибинного насоса, ПП – прихват плунжера, НПП – низька посадка плунжера, dE – евклідова відстань, dH – відстань по Хеммінгу, Rxy – коефіцієнт кореляції

Таким чином, розробка методів автоматизованого

діагностування ШГНУ потребує врахування форми сигналу переміщення полірованого штока. Це, зокрема, можна здійснити наступними методами:

1) рівномірна дискретизація по осі переміщення. Суть методу полягає в тому, що після отримання дискретизованого в часі з кроком Δt навантаження і переміщення шукаються значення моментів часу t_{1j} , у які значення переміщення становлять $j^* \Delta S$ (де ΔS – крок по осі переміщення), і результуючий вектор ознак являє собою значення навантаження у ці моменти часу;

2) приведення до теоретичного переміщення. В цьому випадку для кожного значення виміряного переміщення шукаються значення моментів часу t_j , у які воно співпадає з теоретичним переміщенням, і результуючий вектор ознак являє собою значення навантаження у ці моменти часу.

3) представлення плоскої кривої одномірним вектором за допомогою ланцюжкових кодів [55] або параметричних координат [56]. Ланцюжковий код являє собою послідовність кутових коефіцієнтів відрізків прямих, якими апроксимується контур кривої, параметричні координати – послідовність пар $x(l), y(l)$, де l - довжина кривої. Дискретизація при цьому здійснюється рівномірно по l , що створює певні незручності при розробці алгоритму.

В результаті застосування перших двох методів динамограма, побудована в координатах навантаження – теоретичне переміщення, повністю співпадає з реальною динамограмою (крива 1 на Рис. 3.8).

Характер відхилення моментів часу t_{1j} від вузлів рівномірної по часу дискретизації приведено на Рис. 3.9. Слід зауважити, що використання другого методу не тільки вносить менші спотворення у розгорнутий в часі сигнал навантаження порівняно з первинним сигналом, але і вимагає для кожного вузла лише однієї операції інтерполяції (при визначенні навантаження), в той час як перший метод – двох (при визначенні часу та навантаження), оскільки в другому методі моменти часу t_{1j} визначаються за теоретичною залежністю переміщення від часу.

Таблиця 3.3. Значення мір подібності з еталонами технічних станів після приведення динамограми до теоретичного переміщення

	Спосіб формування вектора ознак та міра подібності			
	Часова форма	Перетворення Фур'є	Перетворення Уолша	Вейвлет-перетворення

Тех. стан	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy	dE	dH	Rxy
НР	0.44 2	0.57 6	0.77 9	0.01 2	0.10 8	0.90 3	861.83	18.2 6	0.79 6	6.45 6	2.09 2	0.79 4
ВГ, K _H =0.7	0.94 2	0.84 9	0.52 9	0.01 1	0.07 5	0.85 1	1881.1	27.4 2	0.54 8	14.4 3	2.52 5	0.53 7
ВГ, K _H =0.5	0.74 4	0.73 6	0.62 8	0.00 3	0.05 7	0.99 1	1479.3	23.2 5	0.64 7	11.2 3	2.33 3	0.64 0
ВГ, K _H =0.3	0.61 5	0.67 6	0.69 2	0.00 0	0.00 5	0.99 3	1213.4	21.1 5	0.71 1	9.18 1	2.32 5	0.70 6
НДР, K _H =0.7	1.18 5	0.94 6	0.40 7	0.03 2	0.12 1	0.88 1	2365.9	31.6 0	0.42 5	18.2 5	2.87 3	0.41 2
НДР, K _H =0.5	0.96 1	0.82 7	0.52 0	0.02 0	0.13 1	0.86 0	1917.7	26.6 2	0.53 6	14.6 7	2.45 0	0.52 9
НДР, K _H =0.3	0.80 0	0.74 3	0.60 0	0.00 5	0.07 7	0.99 2	1576.9	25.9 4	0.62 0	12.1 0	2.50 9	0.61 2
ВНЧ, K _H =0.7	0.86 6	0.80 8	0.56 7	0.08 3	0.22 0	0.65 2	1701.5	28.0 4	0.57 9	12.7 7	2.85 1	0.59 0
ВНЧ, K _H =0.5	0.75 1	0.75 1	0.62 5	0.05 2	0.15 1	0.86 1	1487.0	24.1 7	0.63 4	11.3 3	2.94 3	0.63 8
ВНЧ, K _H =0.3	0.55 7	0.65 7	0.72 2	0.01 6	0.11 5	0.69 5	1093.8	24.0 7	0.73 4	8.24 7	2.57 6	0.74 3
ВПЧ, K _H =0.7	0.67 3	0.67 5	0.66 4	0.08 3	0.21 9	0.98 1	1311.9	24.6 8	0.68 1	10.0 1	2.40 7	0.68 4
ВПЧ, K _H =0.5	0.62 2	0.65 9	0.68 9	0.05 2	0.15 1	0.99 1	1210.3	23.2 9	0.70 9	9.09 3	2.49 9	0.70 9
ВПЧ, K _H =0.3	0.48 2	0.57 8	0.75 9	0.02 7	0.15 0	0.90 6	938.02	22.1 2	0.77 9	6.60 5	2.23 3	0.78 7
ПП	1.95 5	1.24 0	0.02 2	0.02 0	0.13 9	0.95 0	3948.6	33.0 4	0.01 9	30.5 8	3.48 7	0.02 4
НПП	0.47 8	0.59 7	0.76 1	0.00 9	0.09 3	0.84 8	923.35	18.9 6	0.77 9	6.88 9	2.10 8	0.77 9
Діагноз	НР	НР	НР	ВГ	ВГ	ВГ	НР	НР	НР	НР	НР	НР

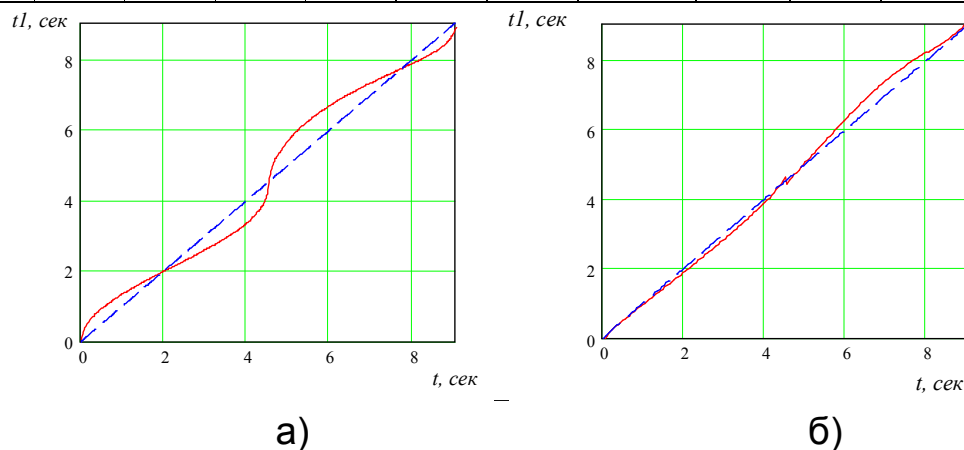


Рис. 3.9. Відхилення вузлів дискретизації при використанні рівномірної дискретизації по переміщенню (а) та приведення до теоретичного переміщення (б) від вузлів рівномірної по часу дискретизації (пунктир)

Після перерахунку динамограми методом приведення до теоретичного переміщення було виконано повторне діагностування методом розпізнавання образів. Результати (див. табл. 3.3) свідчать про ефективність запропонованого методу врахування сигналу переміщення полірованого штока при автоматизованому діагностуванні ШГНУ.

3.7 Визначення коефіцієнту тертя

В контексті розвитку динамометричних методів діагностування ШГНУ визначення коефіцієнту тертя є необхідним для вирішення наступних задач:

- формування еталонів технічних станів;
- розрахунок плунжерної динамограми;
- визначення рівня рідини в затрубному просторі свердловини.

Коефіцієнт тертя визначається властивостями рідини, що видобувається – густиною і в'язкістю, наявністю в рідині абразивних частинок, а також конфігурацією (викривленістю) свердловини. Існує дві принципово різних групи методів визначення характеристики тертя:

1) теоретичні методи, на підставі різних математичних моделей руху вузлів ШГНУ [18, 20, 57];

2) експериментальні методи, на підставі спеціально проведених експериментів з насосним обладнанням [2, 47, 18].

При використанні методів першої групи точність обрахунку коефіцієнта тертя визначається в першу чергу точністю визначення характеристик рідини, що видобувається - густини та в'язкості, а також систематичною похибкою математичної моделі, яка в будь-якому випадку є дещо ідеалізованою в порівнянні з реальними умовами: наприклад, враховується лише в'язке (гідродинамічне) тертя [20], або сухе тертя [18]; не враховується можлива нерівномірність розподілу сил тертя по довжині колони тощо. В роботі [58], однак, вказується, що гідродинамічне тертя в більшості випадків складає біля 75% величини усіх сил тертя, в зв'язку з чим напіврідким та сухим тертям при розрахунках можна знехтувати. Також відомо, що густина і в'язкість рідини залежать від тиску і температури на вибої та складу рідини, які можуть змінюватись в процесі експлуатації.

Серед експериментальних методів відомі [18, 47]:

1) дослід з вільною штангою (тобто при відсутності глибинного насоса, коли вважається, що вся робота в точці підвісу витрачається на тертя, рівномірно розподілене по її довжині);

2) на основі одночасної реєстрації наземної і глибинної динамограм, а також переміщення точки підвісу (метод ґрунтується на тому, що площі наземної і глибинної динамограм пропорційні роботам відповідно у точці підвісу і на плунжері);

3) на основі реєстрації динамограми при умові незаповнення глибинного насоса (товщина “хвоста” динамограми при незаповненні дорівнює подвійній величині сил тертя).

Всі названі методи вимагають суттєвого втручання в нормальний режим роботи ШГНУ: дослід з вільною штангою – демонтажу глибинного насоса, реєстрація глибинної динамограми – зупинки свердловини та проведення спуско-підймальних операцій вимірювального обладнання, а останній метод – примусового переведення свердловини в режим з незаповненням шляхом відкачки динамічного рівня нижче допустимого.

Розглянемо метод визначення коефіцієнту тертя [59], що дозволяє уникнути недоліків, притаманних усім вищеназваним методам. Як вихідна інформація використовується наземна динамограма, отримана обов'язково за умови нормальної роботи ШГНУ, тобто у випадку, коли плунжерна динамограма теоретично повинна наближатись до паралелограмної (при незаякорених НКТ) або прямокутної (при заякорених НКТ). Метод ґрунтується на тому, що при невірно заданому коефіцієнті тертя форма розрахованої плунжерної динамограми дещо спотворюється, причому степінь спотворення залежить від похибки заданого коефіцієнта тертя відносно дійсного, що і дозволяє визначити дійсне значення коефіцієнта тертя.

На Рис. 3.10 приведено наземну динамограму нормальної роботи свердловини Б-420 Надвірнянського НГВУ, а на Рис. 3.11 - результати розрахунку плунжерних динамограм із наземної при заданих коефіцієнтах тертя 0; 0.2 та 0.5. Такий діапазон вибраний виходячи із того, що дослідження, проведені А.Н. Адоніним [2] та А.С. Вірновським [60], показують, що для більшості нафтовидобувних свердловин коефіцієнт тертя знаходиться у межах 0,1...0,5.

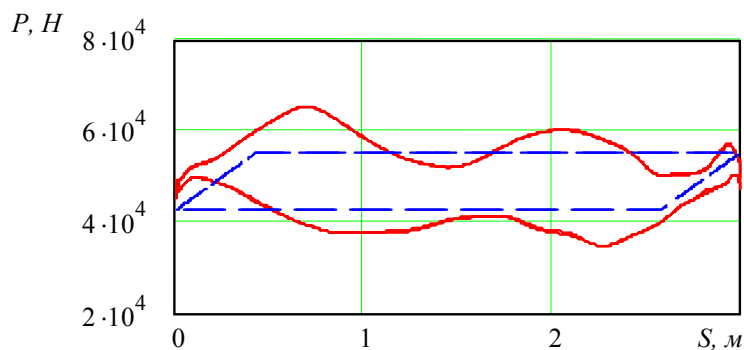


Рис. 3.10. Динамограма нормальної роботи для свердловини Б-420 Битківського родовища НГВУ “Надвірнанафтогаз”

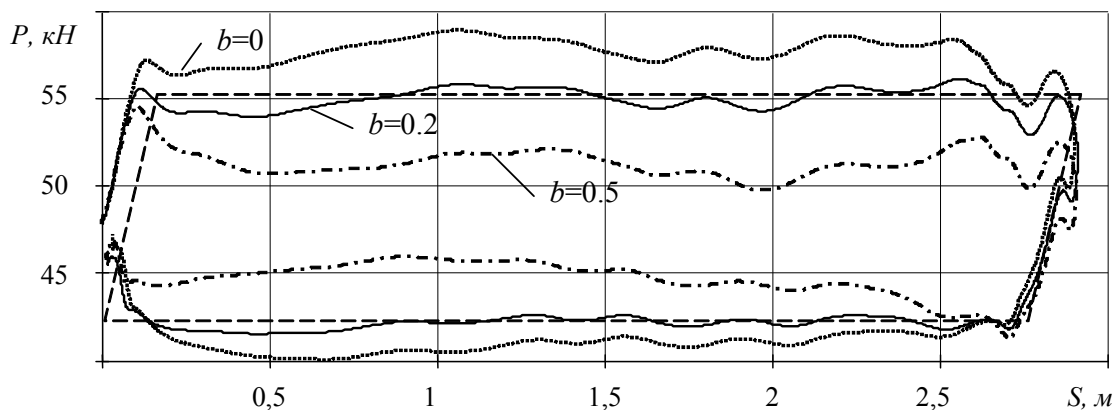


Рис. 3.11. Плунжерні динамограми для свердловини Б-420, розраховані при різних значеннях коефіцієнта тертя (- - - – теоретична плунжерна динамограма)

Розрахунки проводились за відомими формулами Вірновського [18] для навантаження на нижньому кінці штангової колони. В даному випадку чітко видно, що найближчим до дійсного є значення $b=0.2$, а форма динамограми змінюється з прямокутної на опуклу при менших за дійсний значеннях коефіцієнта тертя та на ввігнуту - при більших.

На Рис. 3.12 показано часові залежності відхилення розрахованих плунжерних динамограм від теоретичної. На ділянках сприйняття навантаження колоною штанг $0 - t_1$ та зняття навантаження $t_2 - t_3$, коли сили тертя є мінімальними, криві майже співпадають для всіх значень коефіцієнта тертя. На ділянці $t_1 - t_2$, яка відповідає руху колони штанг вгору, відхилення є додатнім при більшому за дійсний коефіцієнті тертя та від’ємним – при меншому; при русі колони штанг вниз (ділянка $t_3 - T$) – навпаки.

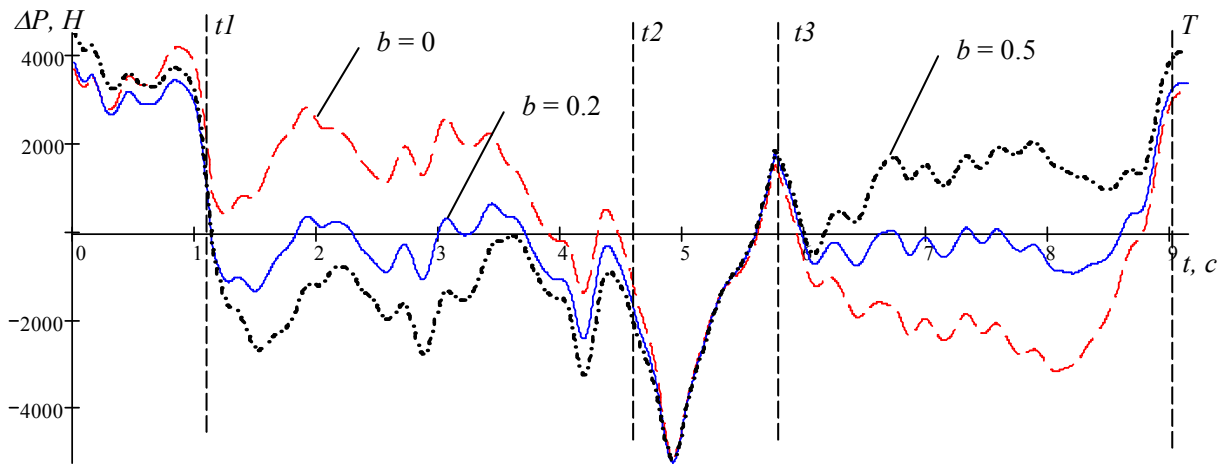


Рис. 3.12. Відхилення розрахованих плунжерних динамограм від теоретичної при різних значеннях коефіцієнта тертя b

На Рис. 3.13,а приведено розраховані середні значення відхилення плунжерних динамограм від теоретичної на інтервалах руху штангової колони вниз та вгору при зміні коефіцієнта тертя b від 0 до 0.5 з кроком 0.05. Обидві криві перетинають вісь абсцис при значенні $b = 0.166$, що і можна вважати дійсним значенням коефіцієнта тертя.

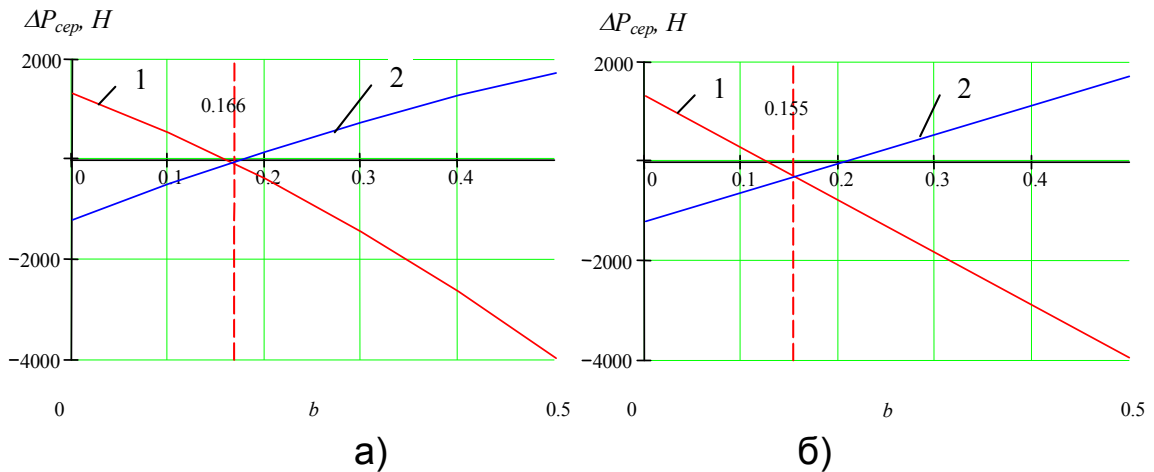


Рис. 3.13. Залежність середнього відхилення розрахованої плунжерної динамограми від теоретичної при русі штангової колони вгору (1) і вниз (2): а) при зміні коефіцієнта тертя з кроком 0.05; б) лінійно апроксимована по двох точках

Приведена на Рис. 3.13,а залежність є досить близькою до лінійної. Враховуючи наявність похибки вимірювання динамограми, систематичної похибки моделювання при розрахунку плунжерної динамограми, а також можливість деякої зміни реального коефіцієнта тертя в процесі експлуатації ШГНУ, можна, з метою спрощення обчислень, запропонувати лінійну

апроксимацію цієї залежності по двох точках, розрахованих для двох вибраних значень коефіцієнта тертя, наприклад, 0 та 0.5, як на Рис. 3.13,б. Дійсним значенням коефіцієнта тертя в цьому випадку, очевидно, слід вважати абсцису точки перетину кривих 1 і 2.

Порівняння результатів, приведених на Рис. 3.13, свідчить, що похибка визначення коефіцієнта тертя при такому спрощенні є незначною (не перевищує 3%). Принаймні, плунжерні динамограми, розраховані для отриманих значень коефіцієнта тертя 0.166 та 0.155, візуально фактично не відрізняються, а різниця між ними менша, ніж між двома динамограмами, знятими за два послідовні цикли качання ШГНУ (Рис. 3.14).

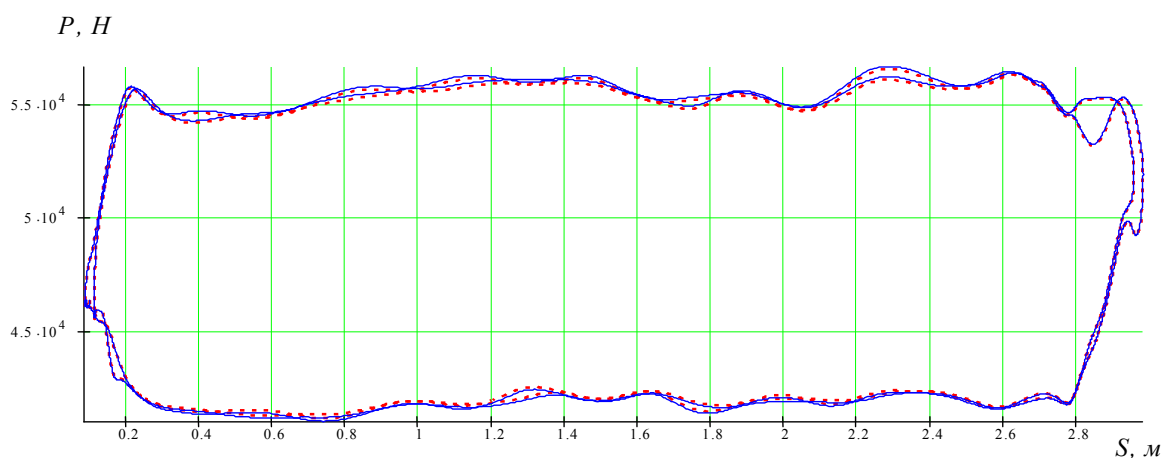


Рис. 3.14. Плунжерні динамограми за два послідовні цикли качання, обраховані для $b=0.166$ (—) та $b=0.155$ (- - -)

Аналогічні розрахунки були проведені для динамограм, знятих на інших свердловинах НГВУ “Надвірнанафтогаз” та “Бориславнафтогаз”. В усіх випадках характер результатів був таким же, як для розглянутої динамограми. Слід лише зазначити, що для деяких свердловин внаслідок наявності незначних витоків у приймальній або нагнітальній частині, непомітних на наземній динамограмі, форма плунжерної динамограми була дещо спотвореною на ділянках, що прилягають до інтервалів сприйняття і зняття навантаження (як у розглянутому випадку в кінці ділянки $t_3 - T$), в зв'язку з чим для практичних застосувань доцільно дещо звужити інтервал, на якому обраховується середнє значення відхилення розрахованої плунжерної динамограми від теоретичної. В результаті аналізу результатів розрахунків було встановлено, що оптимальним для визначення середнього

відхилення є інтервали $(t_1+t, t_2 - t)$ та $(t_3+ t, T - t)$, де $t = 0,1 \cdot (t_2 - t_1)$.

Таким чином, описана методика дозволяє визначити коефіцієнт тертя для свердловини при наявності динамограми нормальної роботи ШГНУ. Така динамограма може бути знята, наприклад, після установки нового глибинного насоса. В подальшому розраховане значення може використовуватись для розрахунку плунжерних динамограм для даної свердловини, а також уточнюватись на основі інших динамограм при умові, що режим роботи не характеризується наявністю явно виражених дефектів насосного обладнання.

3.8 Використання ортогональних перетворень при розпізнаванні динамограм

Використання замість сигналу коефіцієнтів його розкладу в деякому базисі, зокрема найбільш розповсюдженому – Фур'є – дозволяє насамперед зменшити розмірність вектора ознак, оскільки основна енергія сигналу навантаження зосереджена в області низьких частот. Так, при дискретизації динамограми з частотою 256 точок на період качання 95...99% енергії сигналу (при виключенні постійної складової) припадає на перші 8 комплексних коефіцієнтів дискретного перетворення Фур'є та 67...92% - на перші три (розрахунки виконувались для 20 динамограм, знятих на різних свердловинах НГВУ "Надвірнанафтогаз" та "Бориславнафтогаз"). Застосування коефіцієнтів розкладу в ортогональному базисі при зберіганні динамограм, особливо в портативних пристроях діагностування, фактично означає реалізацію простого методу стиснення даних, що збільшує потенційну кількість архівних динамограм, що можуть зберігатися в пам'яті пристрою. Крім того, фільтрація високочастотних складових внаслідок відкидання неінформативних коефіцієнтів призводить до згладжування динамограми.

Аналогічні міркування справедливі, очевидно, і для інших ортогональних перетворень. Розглянемо можливість використання в цілях діагностування перетворення Уолша та вейвлет-перетворення.

Якщо деяка функція $f(x)$ інтегрована з квадратом на відрізку $[0, T]$, то її розклад в ряд Уолша [61]

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} C_n W_n(x),$$

де $W_n(x)$ - базисні функції Уолша, C_n - коефіцієнти розкладу:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T f(x) W_n(x) dx.$$

Спосіб нумерації в системі базисних функцій називається впорядкуванням. На практиці застосовуються впорядкування за Уолшем, Пелі та Адамаром.

Базисні функції Уолша з впорядкуванням за Пелі визначаються як

$$W_0(x) \equiv 1, \quad W_{2^k}(x) = R_k(x), \quad W_n(x) = R_{n_1}(x) R_{n_2}(x) \dots R_{n_p}(x),$$

де $n = 2^{n_1} + 2^{n_2} + \dots + 2^{n_p}$ - двійкове представлення числа n ,
 $R_k(x) = \text{sign} \sin 2^{k+1} \pi x$ - базисні функції Радемахера.

Функція Уолша з номером k , впорядкована за Адамаром, являє собою послідовність прямокутних імпульсів тривалістю $1/N$ з одиничними амплітудами та полярностями, що відповідають знакам елементів k -ї строки матриці Адамара.

Матрицею Адамара H_N порядку $N=2^n$ називається квадратна матриця розміру $N \times N$ з елементами $+1, -1$ така, що

$$H_N \times H_N^T = N \times E,$$

де H_N^T - транспонована матриця, E - одинична матриця; при цьому $H_1=1$.

Матрицю Адамара легко побудувати рекурсивно, оскільки

$$H_N = \begin{bmatrix} H_{\frac{N}{2}} & H_{\frac{N}{2}} \\ H_{\frac{N}{2}} & -H_{\frac{N}{2}} \end{bmatrix}.$$

Для цифрового аналізу сигналів використовуються дискретні функції Уолша, що є відліками відповідних неперервних функцій. Кожен відлік розташований в середині пов'язаного з ним елемента неперервної функції тривалістю $1/N$. У випадку впорядкування за Адамаром номери стовпців матриці Адамара відповідають номерам дискретних відліків функцій Уолша, а номери строк - номерам функцій Уолша. Відповідно коефіцієнти дискретного перетворення Уолша послідовності $X=\{x_i\}$ з періодом N визначаються як [62]

$$C_k = \sum_{i=0}^{N-1} x_i \cdot W_{k,i},$$

де $W_{k,i}$ - k -й відлік i -ї функції Уолша, або в матричній формі

$$C = H_N \cdot X.$$

Перетворення Уолша часто застосовується в задачах, пов'язаних з обробкою цифрових даних [63, 64, 65]. Перевага перетворення Уолша порівняно з перетворенням Фур'є полягає у меншій кількості обчислень: перетворення Уолша вимагає лише операцій додавання та віднімання, оскільки базисні функції Уолша приймають лише значення +1 або -1, а перетворення Фур'є – додавання, множення та обчислення тригонометричних функцій. Це може мати значення при розробці мобільної системи оперативного діагностування ШГНУ на основі мікроконтролерів, обчислювальні можливості яких обмежені порівняно з універсальними ЕОМ. Для перетворення Уолша, як і для перетворення Фур'є, існує швидкий алгоритм обчислення. Крім того, коефіцієнти перетворення Уолша є дійсними числами, на відміну від комплексних коефіцієнтів перетворення Фур'є. Слід зазначити, що для Фур'є-перетворення в принципі можливі два варіанти формування вектора ознак: із дійсних та уявних частин комплексних коефіцієнтів та із їх амплітуд і фаз. В першому випадку отриманий вектор виявляється неінваріантним до зсувів по осі часу, а в другому, імовірно, необхідне додаткове нормування для вирівнювання дисперсій фазових та амплітудних складових (значення фаз лежать в межах $0 \dots 2\pi$, амплітуд – в довільних межах або ± 1 за умови попереднього нормування динамометричного сигналу).

Як показали проведені обрахунки, динамограма, відновлена із 16 коефіцієнтів перетворення Уолша (аналог 8 комплексних коефіцієнтів перетворення Фур'є), з достатньою степінню деталізації представляє первинну динамограму. Відновлена динамограма має ступінчастий характер, що зумовлено особливістю базисних функцій Уолша, однак після згладжування достатньо точно відтворює первинну динамограму (див. Рис. 3.15). В табл.3.4 наведено характеристики відновленого сигналу при різній кількості коефіцієнтів.

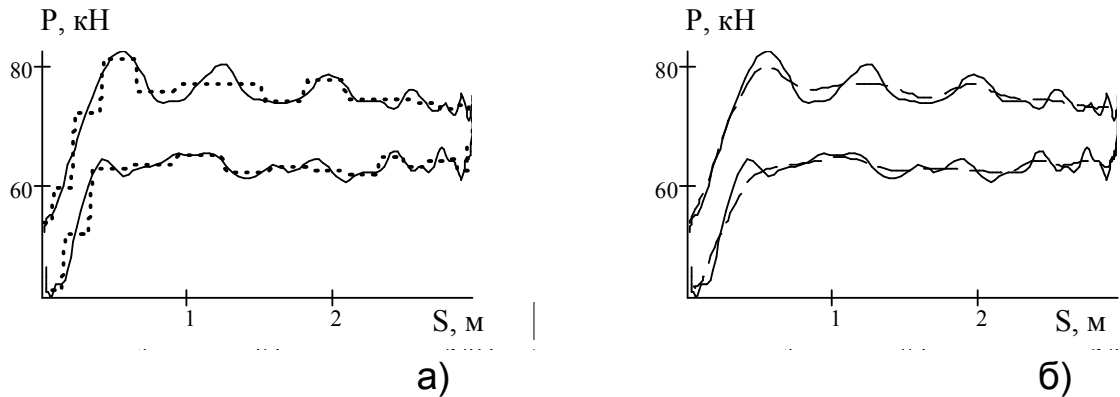


Рис. 3.15. Динамограма для свердловини 196, відновлена з 16 коефіцієнтів перетворення Уолша (а – незгладжена, б – згладжена)

Таблиця 3.4. Характеристики динамограм, відновлених із коефіцієнтів перетворення Уолша, для свердловин 196, 774, 1715

Кількість коефіцієнтів	Середньоквадратична похибка відновлення сигналу, %			Енергія відновленого сигналу, % від енергії вихідного сигналу			Наявність суттєвих спотворень форми сигналу		
	196	774	1715	196	774	1715	196	774	1715
4	15.944	12.628	12.068	52.3	73.6	83.6	+	+	+
8	12.518	7.794	9.615	70.1	90.0	89.5	+	+	+
12	10.348	7.081	7.814	85.3	91.7	94.1	+	+	-
16	6.595	5.006	5.095	91.7	95.8	96.3	-	-	-
20	5.964	4.459	4.483	93.4	97.0	97.9	-	-	-
24	5.114	3.291	4.143	95.3	98.2	98.2	-	-	-
28	4.786	3.107	3.798	95.6	98.4	98.4	-	-	-
32	4.203	2.891	3.614	96.6	98.6	98.5	-	-	-

Середньоквадратична похибка обчислювалась в процентах від амплітуди сигналу за формулою

$$\sigma = \frac{100\%}{P_{\max} - P_{\min}} \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N (P_i - P_{v_i})^2,$$

де P_{\max} , P_{\min} – максимальне та мінімальне значення навантаження, P_i – відлік первинної динамограми, P_{v_i} – відлік відновленої динамограми, N – кількість відліків динамограми.

В якості другого критерію оцінки якості відновлення вибрано енергетичний, що ґрунтується на рівнянні Парсевала

$$\int_0^T x^2(t) dt = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_k^2,$$

яке показує ідентичність представлення енергії сигналу в часовій області та у просторі коефіцієнтів C_k при взаємно ортогональних функціях. Звідси похибка відновлення динамограми, представленої в часовій області N відліками, за допомогою K коефіцієнтів довільного ортогонального перетворення C_k , оцінюється за співвідношенням

$$\delta = \frac{\sum_{i=0}^K C_k^2}{\sum_{i=0}^N C_k^2} \cdot 100\%.$$

Як видно з табл. 3.4, саме починаючи із 16 коефіцієнтів відсутні суттєві спотворення форми динамограми (див. Рис. 3.16), при цьому похибка відновлення за обома критеріями складає близько 5%. Враховуючи, що ці 5% припадають на енергію високочастотних складових, що не несуть діагностичної інформації, таку точність можна вважати достатньою.

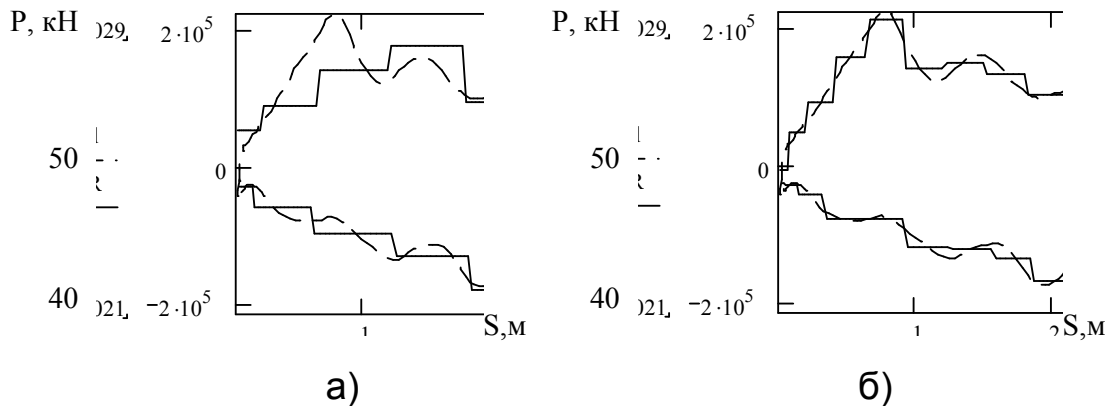


Рис. 3.16. Динамограма для свердловини 774, відновлена із коефіцієнтів перетворення Уолша (а – для 12 коефіцієнтів, б – для 16 коефіцієнтів)

Переваги застосування вейвлет-перетворення для задач діагностування [66, 67] пояснюються тим, що базисні функції вейвлет-перетворення носять локалізований в часі характер, що обумовлює їх високі апроксимаційні можливості [68] та дозволяє досліджувати не лише розподіл енергії сигналу по частотах, але і зміну цього розподілу в часі. Набір базисних функцій вейвлет-перетворення утворюється шляхом масштабування і зсувів по осі часу єдиної функції $\psi(t)$ - породжуючого, або “материнського”

вейвлета:

$$\psi_{ab}(t) = |a|^{-\frac{1}{2}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a, b \in R, \quad \psi \in L^2(R),$$

де t – час, a – масштабний коефіцієнт, b – параметр зсуву.

Вейвлет $\psi(t)$ задовільняє умовам $\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0$ та $\int_{-\infty}^{\infty} |\psi(t)|^2 dt < \infty$ та пов'язаний із функцією $\varphi(t)$ - масштабуючою, або скейлінг-функцією, що задовільняє умовам нормованості $\int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t) dt = 1$ та ортогональності

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) \varphi(t-m) dt = 0, \quad \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t) \varphi(t-m) dt = \delta_{0m}.$$

В принципі умова ортонормальності вейвлет-базису не є обов'язковою і не виконується, наприклад, для біортогональних та напівортогональних вейвлетів [69].

При значенні масштабного коефіцієнту $a = 2$ та цілому параметрі зсуву k виконуються співвідношення

$$\psi(t) = \sqrt{2} \sum_{k=0}^{2M-1} g_k \varphi(2t-k),$$

$$\varphi(t) = \sqrt{2} \sum_{k=0}^{2M-1} h_k \varphi(2t-k),$$

$$g_k = (-1)^k h_{2M-k-1},$$

та існує швидкий алгоритм дискретного вейвлет-перетворення з використанням коефіцієнтів g_k та h_k , що являють собою коефіцієнти цифрових фільтрів відповідно високих та низьких частот (квадратурно-дзеркальних фільтрів):

$$s_{j-1,k} = \sum_m h_m s_{j,2k-m},$$

$$d_{j-1,k} = \sum_m g_m s_{j,2k-m}.$$

При цьому кількість коефіцієнтів цифрових фільтрів M складає 2 для найпростішого вейвлету Хаара, 4 для вейвлету Добеші другого порядку та 4...10 для інших вейвлетів, що застосовуються при цифровій обробці сигналів.

На кожному етапі швидкого вейвлет-перетворення для вектора розмірністю N відбувається пропускання сигналу, отриманого в результаті попередньої ітерації (на першій ітерації – вихідного сигналу), через фільтри низьких і високих частот. Результат фільтрування ФВЧ ($N/2^r$ коефіцієнтів d - “деталі”, де r –

номер ітерації) зберігається в результуючому векторі вейвлет-перетворення, а результат фільтрування ФНЧ ($N/2^r$ коефіцієнтів s - “апроксимація”) використовується в наступній ітерації після децимації (видалення половини відліків).

Відомий цілий ряд функцій $\psi(t)$, що задовольняють вищеописані умови (вейвлет Морле, “мексиканський капелюх”, вейвлети Добеші різних порядків, койфлети та ін.). Вибір базисного вейвлета таким чином, щоб він найкраще відображав особливості сигналу, що досліджується, забезпечує максимальну інформативність коефіцієнтів вейвлет-перетворення, а, отже, зменшення розмірності вектора ознак та підвищення вірогідності діагностування. Існують різні підходи до синтезу оптимального за деяким критерієм вейвлет-базису, наприклад, у [68] вейвлет-базиси формуються на основі рекурсивних фільтрів, що забезпечують мінімізацію середньоквадратичної помилки відновлення сигналу при відомій кореляційній функції сигналу та заданій тривалості (компактності) вейвлет-функції. У [70] пропонується алгоритм, що базується на аналізі спектральних особливостей досліджуваного сигналу (степені кореляції низько- і високочастотних складових спектру). Таким чином, для коректного застосування цих методів повинна бути відома або кореляційна функція, або спектральна характеристика досліджуваного сигналу. В нашому випадку проблема полягає в тому, що спектрально-кореляційні залежності є досить різними для свердловин з різними режимами роботи, технологічними параметрами та при наявності/відсутності дефектів, а обсяг експериментальних даних є недостатнім для формування узагальнених образів цих характеристик, тому на даному етапі розробки алгоритму можна лише орієнтовно припустити доцільність застосування того чи іншого вейвлет-базису. На Рис. 3.17 наведено графіки вейвлета Добеші 2-го порядку (для обчислення дискретного вейвлет-перетворення використовуються цифрові фільтри з лише 4 коефіцієнтами), та розгорнута в часі динамограма, знята на свердловині №774 НГВУ “Бориславнафтогаз”. Помітною є подібність між елементами цих кривих принаймні на великих масштабах (високочастотні складові можуть бути відфільтровані шляхом простого відкидання найстарших коефіцієнтів вейвлет-перетворення, як і у випадку перетворення Фур’є).

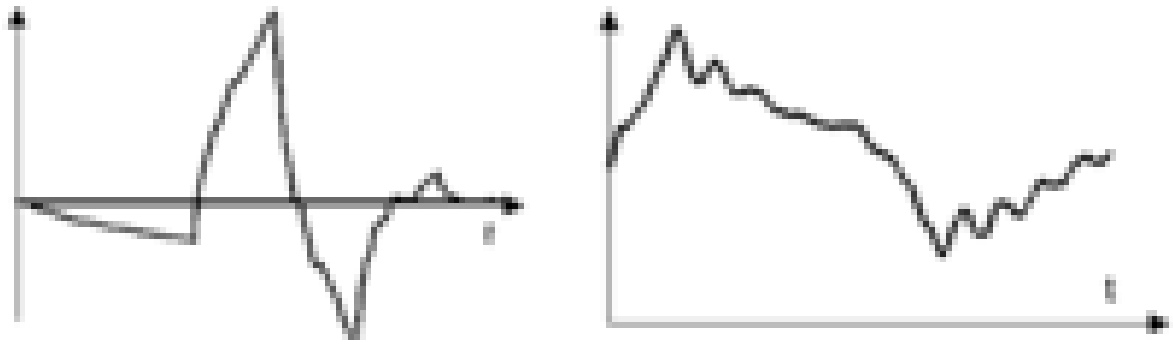


Рис. 3.17. Вейвлет D2 та динамограма, розгорнута в часі

На Рис. 3.18 приведена динамограма, знята на свердловині №1715 НГВУ “Бориславнафтогаз” та динамограма, відновлена шляхом оберненого вейвлет-перетворення з 16 коефіцієнтів розкладу у вейвлет-базисі Добеші 2-го порядку (D2).

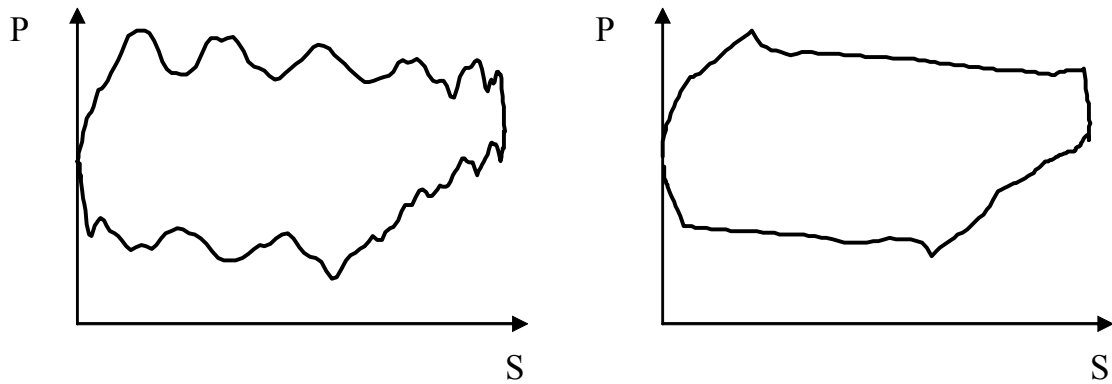


Рис. 3.18. Динамограма для свердловини 1715 та результат її відновлення за 16 коефіцієнтами вейвлет-перетворення

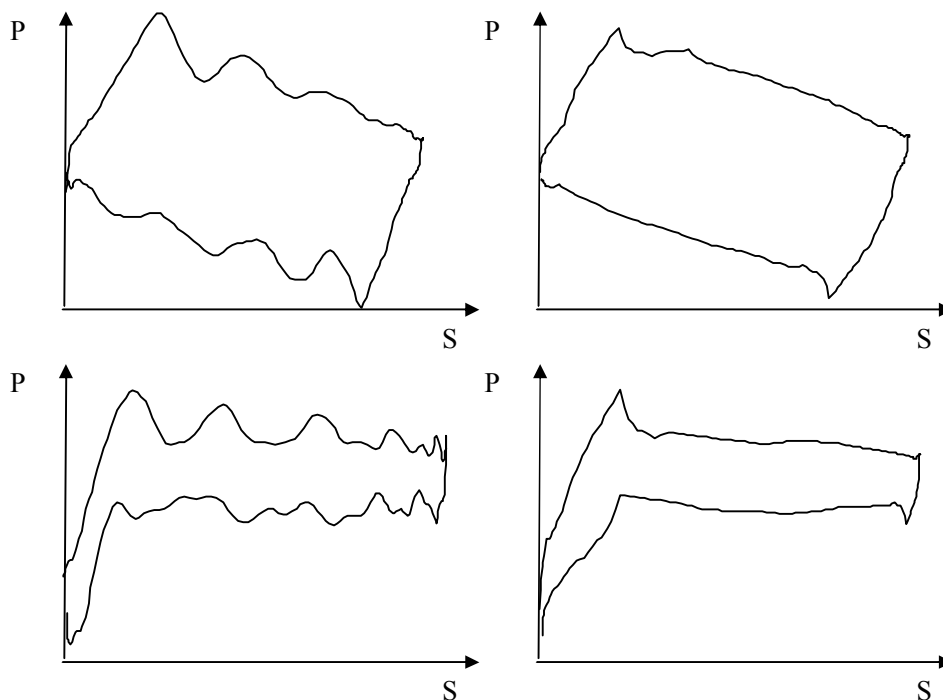
Крім майже повного згладжування високочастотних складових, у відновленій динамограмі чітко виявляються так звані “характерні точки”, про які йшла мова при аналізі методів діагностування ШГНУ за логічними ознаками, які характеризують властивості окремих ділянок динамограми. Вигляд отриманої динамограми наближається до ідеалізованої паралелограмної динамограми, тобто вектор ознак, сформований із коефіцієнтів вейвлет-перетворення, характеризує, так би мовити, “ідеальний образ реальної динамограми”, що надає можливість використання спрощених паралелограмних еталонів.

Таблиця 3.5. Характеристики динамограм, відновлених із коефіцієнтів вейвлет-перетворення, для свердловин 196, 774, 1715

Кількість	Середньоквадратична	Енергія	Наявність
-----------	---------------------	---------	-----------

коефіцієнтів	похибка відновлення сигналу, %			відновленого сигналу, % від енергії вихідного сигналу			суттєвих спотворень форми сигналу		
	196	774	1715	196	774	1715	196	774	1715
4	11.395	7.260	11.134	77.9	94.1	91.3	+	+	+
8	6.838	5.783	6.161	93.1	95.1	95.8	+	+	+
12	5.720	5.053	5.452	94.6	96.2	96.7	-	+	-
16	5.270	3.876	4.583	94.7	97.5	97.6	-	-	-
20	4.973	2.898	3.850	95.5	98.6	98.4	-	-	-
24	4.822	2.861	3.659	95.6	98.6	98.6	-	-	-
28	4.696	2.102	3.459	95.8	99.3	98.8	-	-	-
32	2.645	1.881	2.970	98.8	99.5	99.0	-	-	-

Аналогічно як для перетворення Уолша було проведено розрахунок характеристик відновленого сигналу для різної кількості коефіцієнтів (табл.3.5). Похибка порядку 5% досягається вже для 12 коефіцієнтів, проте в окремих випадках наявні спотворення відновленої динамограми, що можуть призвести до невірної оцінки технічного стану ШГНУ. Таким чином, як для перетворення Уолша, так і для вейвлет-перетворення оптимальною кількістю коефіцієнтів є 16. Для прикладу на Рис. 3.19 наведено результати відновлення динамограм із 16 коефіцієнтів вейвлет-перетворення.



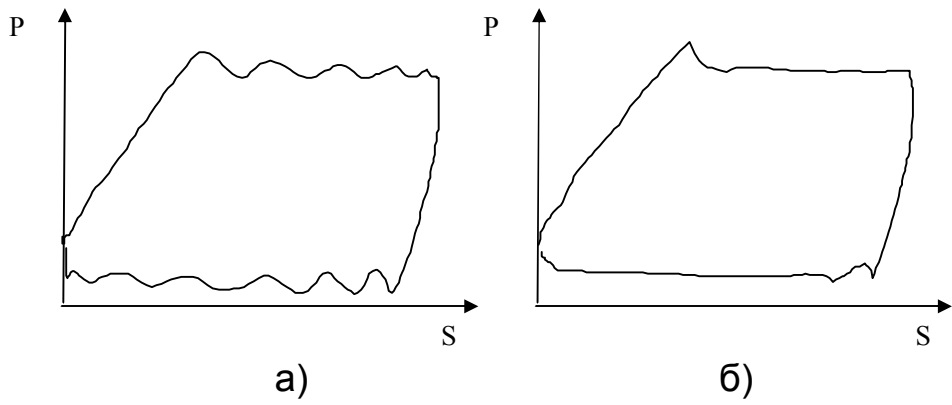


Рис. 3.19. Виміряні (а) та відновлені з коефіцієнтів вейвлет-перетворення (б) динамограми для свердловин 774, 158, 196, 950

4. ВАТМЕТРОГРАФІЧНИЙ МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ

4.1 Загальні принципи діагностування ШГНУ за ватметрографіями

Теоретично, ватметрографічні методи є більш універсальними, аніж динамометричні, оскільки несуть більше інформації про електропривід глибинно-насосної установки та про стан складових частин верстата-качалки. Ватметрографічні методи контролю дозволяють здійснити більш просто і надійно автоматичне керування верстатами, дистанційну передачу часових діаграм, а також одержати статистичну інформацію про роботу глибинно-насосних установок для подальшої її обробки на ЕОМ.

Ватметрограма відображає характер зміни тангенціальних зусиль, що діють на валу кривошипа, від ваги штанг, вантажів на кривошипі та балансірі, від коливань штанг у рідині, від інерційних зусиль за рахунок вантажів на балансірі та кривошипі. Основний недолік цього методу – вплив кінематичної схеми верстата-качалки на корисний сигнал (з погляду проходження корисного сигналу від глибинного насоса, кінематична схема верстата-качалки працює як низькочастотний фільтр). Цей недолік можна розглядати і як перевагу, оскільки водночас відбувається діагностування стану і самого верстата-качалки (наприклад, його збалансованості). Крім того, за відомими параметрами кінематичної схеми верстата-качалки, її вплив на форму сигналу навантаження може бути повністю компенсований. Другий важливий недолік – складність точного визначення крутного моменту двигуна за спожитою електричною енергією [71]. Складність та наближений характер розрахункових залежностей призводить до подорожчання вимірювальної апаратури і гальмує розповсюдження таких діагностичних систем, внаслідок чого на сьогоднішній день ватметрографічний метод контролю штангових глибинно-насосних установок на Україні практично відсутній. Однак такий метод, у поєднанні з динамометричним, є незамінним при побудові комплексних стаціонарних ІВС експлуатаційного контролю ШГНУ, якими в майбутньому будуть обладнані всі свердловини такого типу.

Пристрої ватметрографічного контролю не набули значного поширення внаслідок вже згаданих притаманних їм недоліків. Це

зазвичай пов'язано ще й з їх незручністю при використанні у якості пересувних діагностичних систем. Мобільна система при цьому повинна передбачати постійну наявність первинних давачів струму (трансформаторів струму з шунтуючими елементами) на свердловині, оскільки їх встановлення – це достатньо тривалий процес (15-45хв), який супроводжується розривом електричного кола привідного двигуна, і, як наслідок, – зупинкою верстата-качалки. Крім того, наявність клинопасової передачі в кінематичній схемі верстата-качалки вносить додаткову похибку в тракт передачі сигналу навантаження, що ускладнює його оцінку. Паспортні дані асинхронних електродвигунів, якими обладнувались верстати-качалки в СРСР, більшість з яких експлуатується в Україні й сьогодні, не містять деяких технічних даних (наприклад, взаємоіндуктивності між статором і ротором у схемі заміщення), необхідних для точного визначення їх потужності на валу за виміряним значенням спожитої електричної енергії. Наближені формули дають похибку 5-10 % і цим негативно впливають на загальну точність вимірювання.

Крім того, в усіх роботах про ватметрографічні методи діагностування ШГНУ автори нехтують нелінійністю привідного двигуна верстата-качалки, оскільки у найбільш поширених для насосних установок короткозамкнених асинхронних двигунах серії АСП потужністю від 1,7 до 55 кВт (згідно з відомими літературними джерелами) робочі характеристики (споживана потужність – потужність на валу) практично лінійні, починаючи з навантажень, що дорівнюють 15-20% від номінального [48].

Економічність та надійність експлуатації ШГНУ також залежить від правильного балансування ВК, причому ефективне зрівноважування штангової установки безпосередньо впливає на показники роботи установки і т.д. При поганому зрівноваженні установки в насосних штангах зростає напруження та частота обривів. Як вказано в [72], при підвищенні ступеня незрівноваженості установки з 7 до 15% частота обривів штанг збільшується в 3 рази. Сигнал механічної природи, достатньо інформативний для вирішення задач балансування ВК, може бути одержаний з кривошипа або визначений з моменту на валу редуктора, проте такі вимірювання трудомісткі [73]. Відомі способи зрівноважування ВК, які ґрунтуються на критеріях мінімального енергоспоживання або рівномірності навантаження

двигуна [74]. При проведенні операції зрівноважування ВК необхідно знати масу зрівноважуючих вантажів. Як показує досвід, внаслідок наявності комбінованих ВК з недокументованими характеристиками, постає потреба в їх експериментальному визначенні з метою вводу одержаних даних в програми діагностування ШГНУ, реалізовані за допомогою обчислювальних засобів. Якщо вимірювання геометричних розмірів не викликає особливих труднощів, то маси зрівноважувальних вантажів відомі тільки орієнтовно, і за умови втрати експлуатаційної документації постає потреба в створенні методик для їх простого експериментального визначення.

Розвиток мікропроцесорних систем і значне зниження їх вартості спонукає прогнозувати розповсюдження в подальшому систем ватметрографічного діагностування штангових глибинно-насосних установок. Способи побудови систем діагностування за ватметрограмами можуть відрізнятися у залежності від конкретних експлуатаційних умов та допустимих вимог щодо інформаційної насиченості [75]. Відома незначна кількість приладів ватметрографічного контролю вітчизняного виробництва (СРСР, СНД) [76, 77, 78, 79]. За кордоном роботи в цьому напрямку проводяться інтенсивніше, як видно зі значної кількості відомих друкованих видань [80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90], проте дані щодо роботи ватметрографічних пристроїв, як правило, обмежуються лише показом екранних форм робочих комп'ютерних програм, а вибіркові аналітичні залежності, які при цьому наводяться, не дають змоги створити придатну для практичної експлуатації систему.

Як приклад робочого алгоритму ватметрографічного діагностування ШГНУ наведемо метод, описаний у [91, 92, 93], який полягає в тому, що через дискретні проміжки часу вимірюють потужність установки, будують діагностичну ватметрограму, згладжують її, визначають зміну швидкості зміни потужності через ті ж дискретні проміжки часу, будують фазову криву ватметрограми. Для кожної чверті фазової площини окремо визначають значення діагностичних коефіцієнтів, пропорційних до величини споживаної потужності L_I , за такими формулами:

$$L_I = \sum_{j=1}^{n_I} \sqrt{p^2(t_j) + \dot{p}^2(t_j)}, \quad \text{при } p > 0, \dot{p} > 0$$

$$L_{II} = \sum_{j=1}^{n_{II}} \sqrt{p^2(t_j) + \dot{p}^2(t_j)}, \quad \text{при } p < 0, \dot{p} > 0$$

$$L_{III} = \sum_{j=1}^{n_{III}} \sqrt{p^2(t_j) + \dot{p}^2(t_j)}, \quad \text{при } p < 0, \dot{p} < 0$$

$$L_{IV} = \sum_{j=1}^{n_{IV}} \sqrt{p^2(t_j) + \dot{p}^2(t_j)}, \quad \text{при } p > 0, \dot{p} < 0,$$

де $p(t_j)$ – дискретне значення середньої активної потужності установки в j -й момент часу;

$\dot{p}(t_j)$ – дискретне значення швидкості зміни цієї ж потужності в j -й момент часу;

$n_I, n_{II}, n_{III}, n_{IV}$ – відповідна кількість відліків.

З умов, що показують відношення евклідових відстаней від центра координат фазової площини до кожної точки фазової кривої, роблять висновок про стан насосної установки. Установка вважається аварійною при виконанні умови:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{L_{II}}{L_I} > 0.2 \\ \frac{L_{III}}{L_{IV}} > 0.2 \\ \frac{L_{II} \cdot n_I}{L_I \cdot n_{II}} > 0.3 \\ \frac{L_{III} \cdot n_{IV}}{L_{IV} \cdot n_{III}} > 0.3 \end{array} \right\},$$

для незрівноважених установок, та умови $\forall L_I = 0$ для зрівноважених установок. Інакше установка вважається такою, що працює нормально. Водночас для визначення ступеня незрівноваженості установки в кожний момент часу t_j проводять визначення знаків потужності і швидкості її зміни для знаходження кількості відліків у кожній чверті фазової площини. Далі визначають кількість відліків на періоді качання верстата-качалки

$$N = n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV},$$

знаходять амплітуди першої a_1 та другої a_2 гармоніки ряду Фур'є, що описують залежність зміни середньої активної потужності від числа відліків, і виявляють стан зрівноваженості за співвідношенням амплітуд цих гармонік:

$a_1 < a_2$ – установка зрівноважена;

$a_1 \geq a_2$ – установка незрівноважена.

На основі цих даних проводять діагностування технічного стану ШГНУ. Недоліком такого методу слід вважати значну дискретність станів, що свідчить про низьку чутливість методу, а

значить про незначну кількість станів, що підлягають діагностуванню.

Відомий також алгоритм дихотомічного діагностування [48], що дозволяє виявити перед аварійний стан без розпізнавання типу дефекту. Достатнім критерієм для виявлення аварійних ситуацій вважається досягнення та перевищення одним із піків ватметрограми заданої граничної величини. Для виявлення прогресуючих дефектів (незаповнення насоса, витік в клапанах) використовується метод на основі аналізу форми кривої, отриманої в результаті віднімання одного півперіода ватметрограми від іншого. При дихотомічному діагностуванні достатньо оцінити площу, описану такою різницевою кривою. Абсолютна величина цієї площі не є кількісною характеристикою несправності, оскільки залежить від тривалості циклу качання. Структурна схема пристрою показана на Рис. 4.1. Споживана потужність p перетворюється давачем потужності ДП в напругу, яка надходить на вхід перетворювача напруга-частота ПНЧ. Імпульси з виходу ПНЧ надходять у блок виділення піка ватметрограм БВП, де рівномірно квантуються, потім найбільша пачка імпульсів зберігається і порівнюється з уставкою, заданою у блоці уставок БУ.

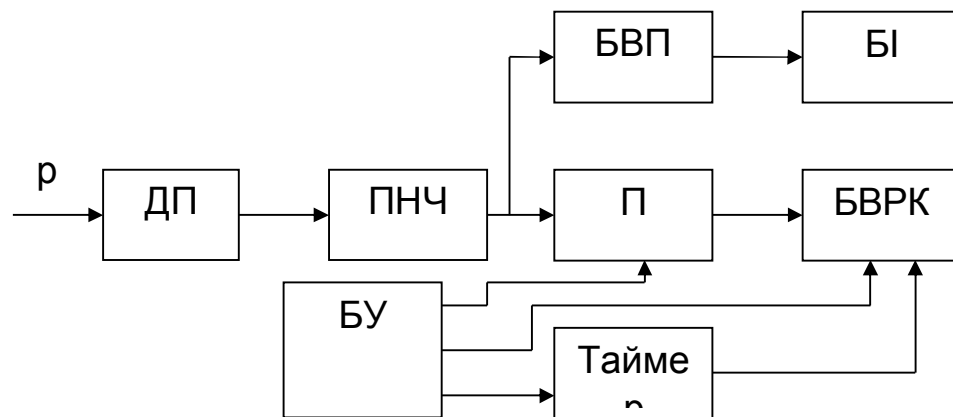


Рис. 4.1

При досягненні величини уставки по піку формується сигнал на індикацію «аварійний стан» блоком індикації БІ. Таймер по уставкам з БУ формує сигнали про початок, середину і кінець циклу качання, що необхідні для обчислення у відповідному блоці виділення різницевої кривої БВРК площі, що описується різницевою кривою. Частота ПНЧ, зменшена в подільувачі П в кількість разів, пропорційну тривалості циклу качання, надходить

в БВРК. Обчислюється відносна площа і при необхідності обраховується величина початкового розбалансу кривої потужності. Якщо отримане число перевищує задану допустиму величину, індикуюється «передаварійний стан».

4.2 Особливості визначення механічного моменту редуктора верстата-качалки за вимірюванням потужності його привідного електродвигуна

Як показують дослідження, при експлуатації ШГНУ можливі режими суттєво нерівномірного навантаження на електродвигун, що призводить до його роботи не тільки у межах, менших 15-20% від номінального навантаження, але й в генераторному режимі. Ці режими можуть виникати при зміні умов відкачки нафти, внаслідок виходу з ладу елементів насосного обладнання або відсутності достатнього припливу нафти. Крім того, існують випадки використання електродвигунів завищеної потужності (наприклад двигун 30 кВт, який працює в режимі з максимальним навантаженням 14 кВт – свердловина Б-320 Надвірнянського НГВУ). Тому використання будь-яких безпосередніх формул перетворення ватметрограм у динамограми призводить до неточних результатів, якщо не враховувати характеристики привідних двигунів.

Як показано в [94, 95], повна споживана потужність асинхронного електродвигуна:

$$P_1 = P_{EM} + p_{M1} + p_c, \quad (4.1)$$

де P_{EM} – потужність обертового електромагнітного потоку;

p_M – частина потужності, що втрачається в міді статора;

p_c – частина потужності, що втрачається в сталі статора.

Крім того, потужність обертового електромагнітного потоку передається з втратами через зазор на ротор. Якби втрат не існувало, то ця потужність цілком би перетворювалась у механічну, однак при протіканні струму в обмотці ротора в ній виникають втрати провідності в залежності від матеріалу обмотки. Повна механічна потужність, що розвивається на валу:

$$P_{MX} = P_{EM} - p_{M2}. \quad (4.2)$$

Однак корисна механічна потужність двигуна P_2 менша за повну потужність P_{MX} на величину механічних втрат p_{MX} та додаткових втрат p_d :

$$P_2 = P_{MX} - p_{MX} - p_d \cdot \quad (4.3)$$

Величини механічних та додаткових втрат теоретично розрахувати для кожного конкретного верстата-качалки – з необхідною для сучасних вимог точністю – досить важко. Тому слід шукати такі способи корекції цих втрат, які б дозволили розширити діапазон використання формул розрахунку динамограм із ватметрографічних залежностей, що автоматично означатиме покращення достовірності діагностування підземного обладнання. Це можна зробити тільки за умови нормальної роботи двигуна, оскільки постійний контроль робочих параметрів за схемою заміщення асинхронного електродвигуна – доволі складне завдання.

Величина корисного гальмівного моменту електродвигуна визначається відомим співвідношенням [96]:

$$M_2 = \frac{P_2}{2\pi \cdot n} \cdot \quad (4.4)$$

де n – швидкість обертання ротора електродвигуна. Видно, що, знаючи частоту обертання ротора досліджуваного електродвигуна, можна визначити величину його корисного гальмівного моменту. З метою спрощення розрахунків та конструкції технічних засобів вважають, що частота обертання ротора – постійна. Однак насправді частота обертів двигуна змінюється в залежності від навантаження так, як показано на Рис. 4.2. Врахування швидкості обертання ротора електродвигуна – це наступний крок на шляху підвищення точності виділення механічної інформації з електричних сигналів, одержаних в результаті вимірювання ватметрограми. Зміна швидкості обертання ротора, наприклад, для електродвигуна потужністю 50 кВт, складає 2% у діапазоні зміни корисної механічної потужності від 0 до $P_{ном}$. Для двигунів меншої потужності значення ковзання s збільшується ще більше. Крім того, характер зміни швидкості обертання ротора є слабо нелінійним (див. Рис. 4.2), що дозволяє врахувати його шляхом аналізу енергетичних втрат при процесі передачі зусилля від двигуна до канатної підвіски штангової колони.

Клинопасова передача, яка міститься в кінематичній схемі ВК, теж є ланкою спотворення інформації на шляху “канатна підвіска – електродвигун”. Типові характеристики клинопасової передачі наведені на Рис. 4.3 [97].

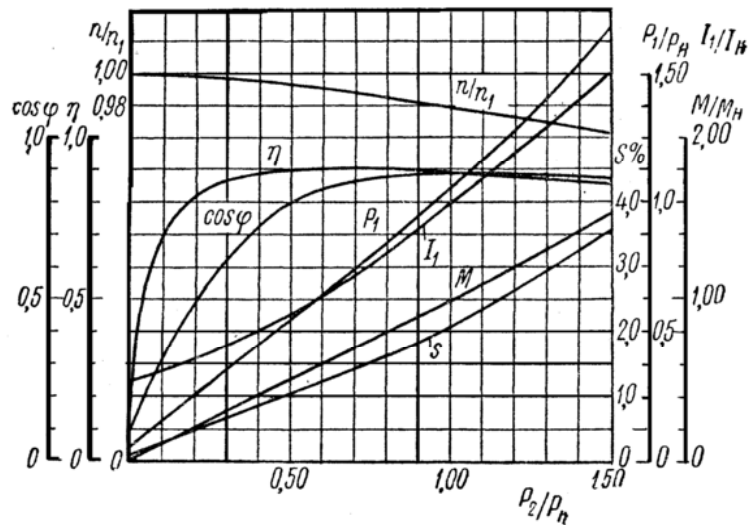


Рис. 4.2 Нормовані робочі характеристики типового асинхронного електродвигуна: P_1 – повна електрична потужність електродвигуна, η – ККД електродвигуна, I_1 – струм споживання, M – механічний момент електродвигуна, n – швидкість обертання ротора електродвигуна. Індекси «н» в позначеннях I_n , M_n , n_n , P_n – означають номінальні значення цих величин.

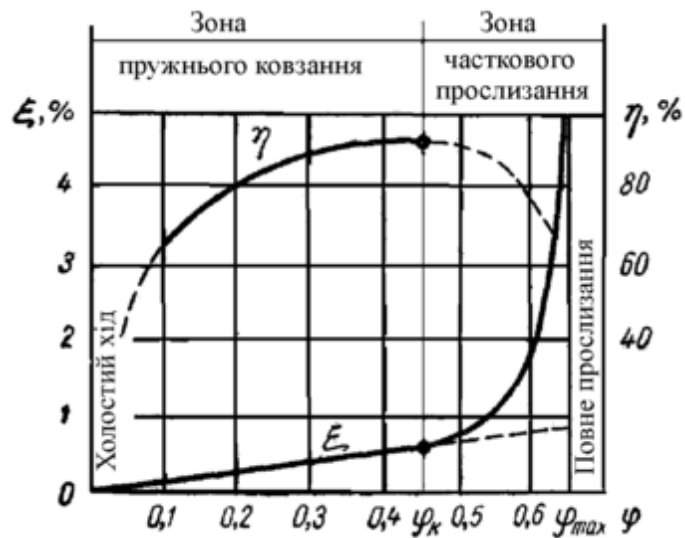


Рис. 4.3 Залежність ковзання та ККД від навантаження для клинопасової передачі: η – ККД, ε – ковзання, φ – навантаження.

З наведеного рисунку видно, що в робочому режимі передавальні швидкісні характеристики клинопасової передачі можуть розглядатись як лінійні. Однак ігнорування цих характеристик призводить до появи додаткової похибки порядку 0,6% для повного робочого діапазону навантажень. Із погляду енергетичних функцій, клинопасова передача є суттєво нелінійним елементом, що і вимагає введення поправки,

величина якої (як видно з графіка) залежить від ковзання. Врахування цих явищ вимагає збільшення кількості первинних давачів на ВК та використання програмованих засобів, які найбільш просто можуть бути реалізованими за допомогою мікропроцесорів.

4.3 Метод швидкісних характеристик для діагностування ШГНУ

Метод діагностування ШГНУ шляхом вимірювання швидкості обертання ротора привідного двигуна верстата-качалки, або *метод швидкісних характеристик*, можливий на основі аналізу характеристик асинхронного привідного електродвигуна ШГНУ. При цьому приймаються наступні положення:

- 1) клинопасова передача повністю роботоздатна;
- 2) явища ковзання відсутні;
- 3) підведена електроенергія відповідає всім технічним вимогам за рівнем напруги та значенню частоти;
- 4) привідний електродвигун працездатний.

Такий метод може бути доповнюючим до ватметрографічного, оскільки дані від давача обертів електродвигуна використовуються для збільшення точності розрахунку моментограми із ватметрограми. У випадку відмови ватметрографа, розрахунок моментограми може здійснюватися без вимірювання електричної потужності, що дозволяє збільшити надійність системи діагностування. Алгоритм діагностування ШГНУ шляхом вимірювання швидкості обертання ротора привідного двигуна верстата-качалки полягає в наступному:

1. Початок етапу калібрування, під час якого одночасно вимірюються швидкість обертання ротора двигуна $\omega(t)$ та динамограма $F_d(t)$ за цикл качання ШГНУ. Запис $\omega(t)$ здійснюється за допомогою стаціонарно закріпленого за верстатом-качалкою контролера спостереження, а запис сигналу навантаження $F_d(t)$ – за допомогою переносного електронного динамографа, під'єданого до додаткового входу цього контролера.

2. За відомою математичною моделлю верстата-качалки, наприклад, за (2.4), обчислюється значення корисного

гальмівного моменту на валу двигуна $M_2(t) = f_1(F_d(t))$, $t=0...T$, де T – період качання.

3. Обчислюються коефіцієнти функції, що апроксимує співвідношення між швидкістю обертання ротора ω та корисним гальмівним моменту на валу двигуна M_2 . Як впливає із Рис. 4.2, залежність між цими величинами є близькою до лінійної і з достатньою степінню точності може бути апроксимована поліномом другого порядку. Для визначення коефіцієнтів доцільно використати метод найменших квадратів. Обчислені коефіцієнти запам'ятовуються в енергонезалежній пам'яті ЕОМ з можливістю подальшого багатократного зчитування. На цьому етап калібрування слід вважати завершеним.

4. Етап вимірювань. Обчислення часової залежності корисного гальмівного моменту на валу двигуна $M_2(t)$ здійснюється стаціонарно і автономно шляхом розрахунку $M_2(t) = a_0 + a_1 \cdot \omega(t) + a_2 \cdot \omega^2(t)$, де $t=0...T$, без застосування прямого динамометрування. В залежності від типу операції виводиться або моментограма $M_2(t)$, або розрахована з неї динамограма $F_d(t) = f_2(M_2(t))$, де f_2 – функція, обернена до f_1 . Далі аналіз даних може бути здійснений оператором візуально. При цьому за моментограмою оцінюється зрівноважування ВК, а за динамограмою – стан заглибного обладнання. Графічно цей алгоритм представлений на Рис. 4.4.

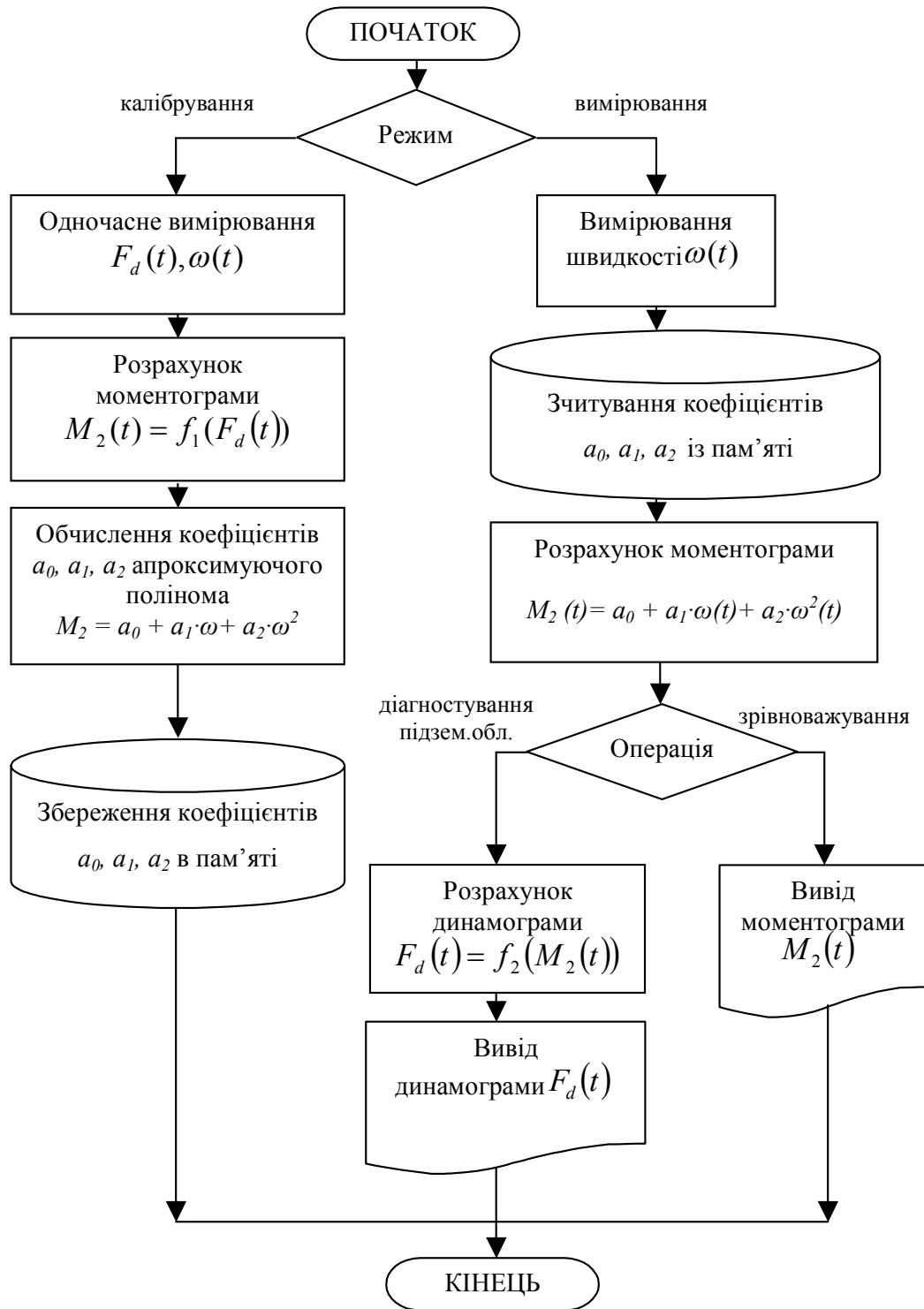


Рис. 4.4. Алгоритм діагностування ШГНУ методом швидкісних характеристик

Вимірювання швидкості обертання ротора привідного електродвигуна – технічно нескладна задача, яка може бути вирішена до точності 0,1% за допомогою оптичних вимірювальних перетворювачів. Реалізацію всіх обчислень доцільно здійснити

засобами стаціонарного контролера спостереження, встановленого на верстаті-качалці. Основною перевагою такого методу діагностування є принципова відсутність погіршення метрологічних характеристик у часі – внаслідок відсутності механічних мірних вузлів, які сприймають велике циклічне навантаження, як це відбувається при динамографуванні.

Виявлення можливості виділення моменту навантаження із швидкісних характеристик ротора привідного електродвигуна можливо здійснити, провівши числове моделювання за допомогою стандартного програмного забезпечення. Для цього вибрано програму MatLAB – як таку, що має широкі можливості щодо розрахунку трифазних мереж та асинхронних електродвигунів. При цьому (згідно вбудованої довідково-інформаційної документації) модель асинхронного двигуна в MatLAB не враховує тільки явища перемагнічування в сталі, вплив якого на загальну динаміку процесів дуже незначний. Для уникнення можливих помилок при описі електродвигуна (оскільки повна модель заміщення вимагає відомих параметрів, які не наводяться в каталожних даних на електродвигуни), використано одну із стандартних моделей, яка найбільш підходить за структурою та своєю потужністю. Проведення моделювання цього процесу в середовищі MatLAB (Simulink) дозволить виявити, чи дійсно сигнал, пропорційний до швидкості обертання ротора, може бути використаний у якості діагностичної ознаки при діагностуванні ШГНУ. Схема (див.Рис. 4.5) ілюструє спосіб проведення експерименту.

Слід зауважити, що в такий спосіб моделюється винятково електродвигун, до ротора якого прикладається змінний момент деякої форми. Форма вхідної функції моменту одержана розрахунково з експериментально виміряної на свердловині Б-320 динамограми. Величина моменту є як позитивна, так і негативна, що дозволяє імітувати роботу двигуна в нормальному та генераторному режимах.

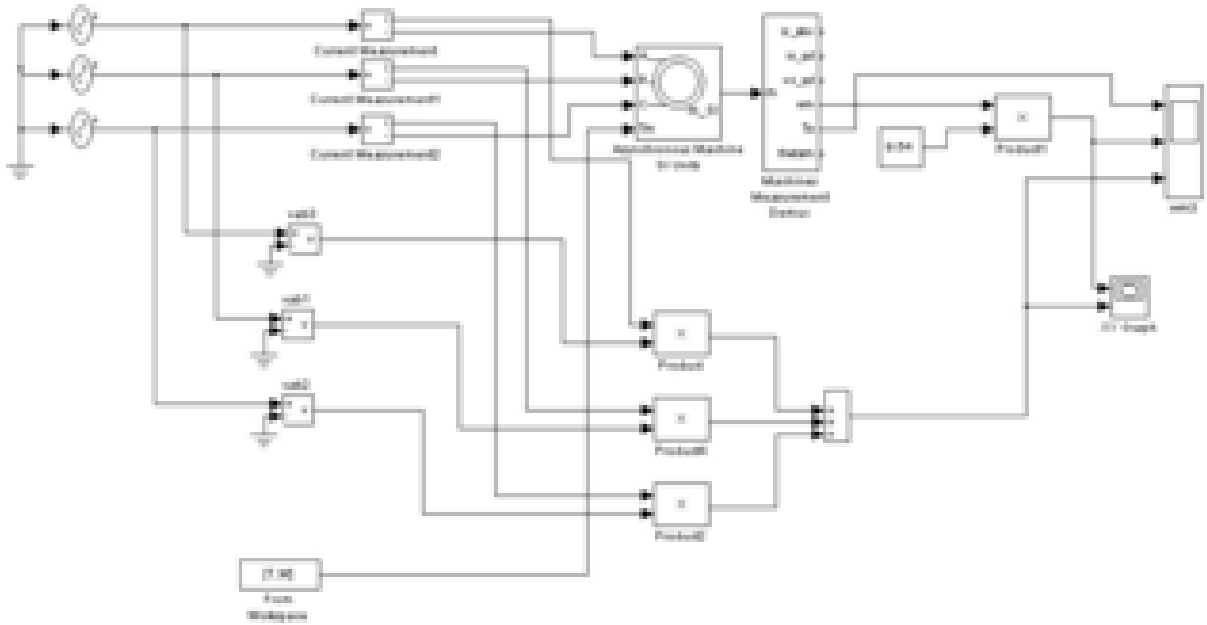


Рис. 4.5. Схема проведення імітаційного експерименту

На Рис. 4.6 наведені графічні результати такого моделювання. Модель електродвигуна вибрана зі стандартної бібліотеки MatLAB.

Потужність модельованого асинхронного двигуна приймалася рівною 2,2 кВт. Як видно, форма кривої швидкості обертання ротора, форма кривої навантаження, та форма кривої потужності споживання збігаються. Використовуючи відомий різницевий метод діагностування [48], за формою кривої швидкості обертання ротора електродвигуна можна оцінювати стан обладнання ШГНУ. Інший і більш доцільний варіант використання одержаних даних швидкості обертання привідного електродвигуна – покращення точності вимірювання механічної потужності на валу за значенням споживаної електричної потужності.

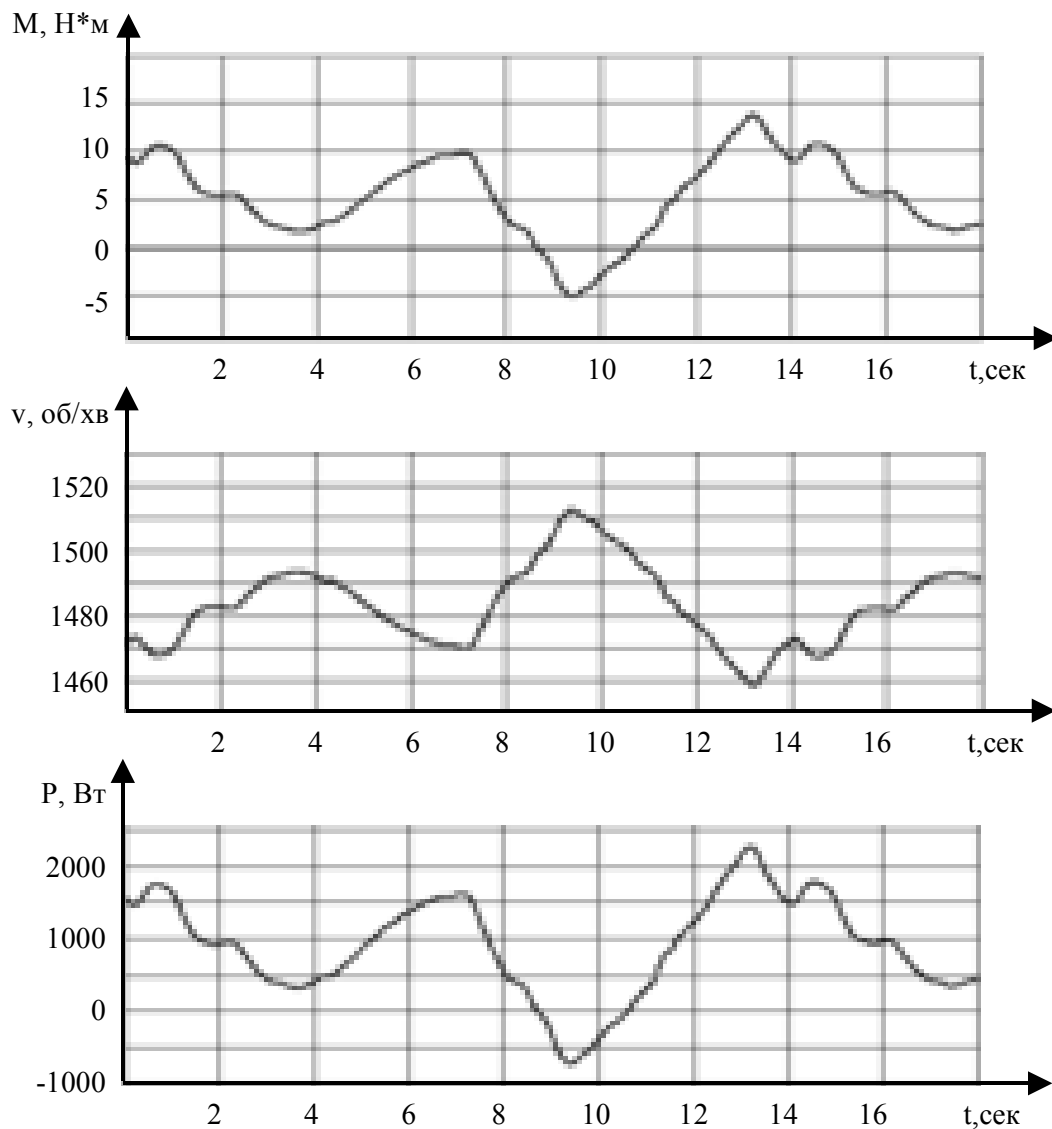


Рис. 4.6 Результати моделювання асинхронного електродвигуна в середовищі MathLab: V – швидкість обертання ротора, M – крутний момент на валу двигуна, P – споживана потужність

4.4 Методика визначення маси зрівноважуючих вантажів

Визначення мас вантажів для кінематичної схеми заміщення верстата-качалки (ВК) є важливою проблемою при розв'язанні завдання аналітичного розрахунку динамограм за ватметрограмами та проведенні процедури балансування верстата-качалки [98]. Завдання балансування верстата-качалки полягає в правильному виборі моментів зрівноважуючих вантажів з таким розрахунком, щоб забезпечити якомога рівномірніший розподіл навантаження та мінімізувати середню потужність

споживання ШГНУ. Балансування (зрівноважування) на етапі початкового запуску свердловини полягає в правильному виборі схеми балансування (кривошипне, балансірне, комбіноване) та мас вантажів. При подальшій експлуатації свердловини балансування здійснюється за допомогою пересування вантажів по важелю (балансир, кривошип), на якому вони розміщені. За винятком верстатів-качалок румунського виробництва ("Vulcan"), які містять вбудовані ручні домкрати, процес балансування є доволі трудомістким, і тому швидко може бути виконаний тільки дуже наближено. Основна мета автоматизації цього процесу полягає в зменшенні кількості операцій пересування вантажів до однієї-двох. Тобто, знаючи позицію та масу вантажів перед балансуванням, слід, провівши деякі вимірювання та розрахунки, вказати їх правильне положення для збалансованого стану ВК. Суть проблеми впливає з наступних передумов:

1. Реальні маси компенсаційних вантажів для експлуатаційних підприємств невідомі – внаслідок відсутності технічної документації на ВК та поширення практики зрівноважування ВК методом підбору місцезрештування вантажів інтуїтивно, без попередніх розрахунків (вимірювання амперкліщами, зрівноважування "на слух", тощо.)

2. У залежності від типу та конструкції ВК, до значень маси компенсуючих вантажів, навіть за умови точно відомої їх величини, слід додати (або відняти) маси незрівноважених у вільному стані несучих конструкцій – головки балансира, кривошипа та шатуна.

Тому для практичного впровадження ватметрографічних методів доцільно визначити маси зрівноважуючих вантажів для кінематичної схеми заміщення верстата-качалки. Розв'язок цього завдання може бути здійснений трьома методами [99]:

1. *Безпосереднє зважування вантажів.* Недоліком такого методу є проведення вантажних операцій та не врахування мас незрівноважених несучих конструкцій ВК.

2. *Розрахунково-аналітичний метод.* При цьому визначаються геометричні розміри вантажів шляхом проведення вимірювань з подальшою їх сплайн-інтерполяцією. Інтерполяція викликана неправильною геометричною формою цих вантажів. Обчислення об'єму за чисельною моделлю вантажу дозволяє знайти його масу

шляхом домножування розрахованого об'єму цього вантажа на його густину. Густина вантажу може бути визначена експериментально для зразка матеріалу, з якого він виготовлений. Недоліком такого методу є потреба проведення точних вимірювань геометричних розмірів вантажу, які займають багато часу і від якості яких залежить точність визначення мас. Крім того, такий метод не враховує можливу наявність невидимих порожнин у досліджуваному об'єкті та маси не зрівноважених несучих конструкцій ВК.

3. Експериментально-аналітичний метод. Суть його полягає в чисельному підборі маси вантажів за відомими експериментальними одночасно знятими динамо- та ватметрографічними залежностями. Для кожного значення пробної маси здійснюється розрахунок ватметрограми за динамографічними даними і порівнюється із експериментальною ватметрографічною залежністю – шляхом знаходження коефіцієнта кореляції. Вибирається те значення маси, для якого значення коефіцієнта кореляції максимальне. Такий метод видається найбільш доцільним, тому і потребує програмної розробки. Недоліком цього методу можна вважати потребу в електронній ватметро-динамографічній вимірювальній системі, яка дозволяє проводити одночасні вимірювання динамограм та ватметрограм. Однак сучасні засоби діагностування для ШГНУ, які поступово набувають все більшого розповсюдження, дозволяють проводити такі вимірювання.

Виходячи з цього, можна реалізувати алгоритмічно метод знаходження невідомих мас зрівноважуваних вантажів ВК за допомогою числових методів пошуку екстремуму функції. Слід зауважити, що для випадку комбінованого типу зрівноважування ВК коефіцієнт кореляції буде залежати від мас двох вантажів m_1, m_2 , а графічно ця залежність може бути представлена у вигляді поверхні. Для пошуку екстремуму в цьому випадку можна використати, наприклад, метод повного перебору [100].

Експериментальні дослідження, проведені на свердловинах Надвірнянського НГВУ, дозволяють перевірити наведені вище міркування щодо можливості автоматизованого визначення мас зрівноважуваних вантажів – на основі одночасного запису динамографічних і ватметрографічних даних .

Для свердловини Б-320, обладнаної верстатом-качалкою типу СКН-10-3312, в результаті проведених розрахунків, одержані наступні залежності (наведені на Рис. 4.7).

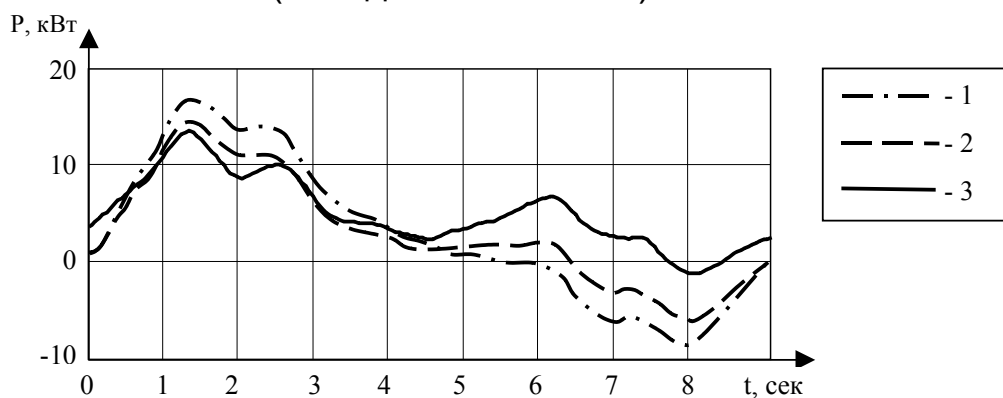


Рис. 4.7. Ватметриграми: 1 - виміряна експериментально, 2 - розрахована для маси 2400 кг, 3 - розрахована для маси 2340 кг

У цьому випадку коефіцієнт кореляції становить $K_k=0.902$ при масі вантажу на кривошипі 2340 кг. Розрахунок ватметриграми здійснений за залежностями $W(t) = f(Fd(t))$ вираженої з (2.4), (2.5) з сигналу динамограми знятої синхронно з ватметриграмою. Здійснивши обчислення для випадку маси вантажу 2400 кг (номінальна маса згідно технічної документації), одержано коефіцієнт кореляції, що становить $K_k=0.878$, при цьому візуально помітні відмінності в графічних залежностях на Рис. 4.7. Проведений розрахунок коефіцієнта кореляції для деякого діапазону мас вантажів, представлений на Рис. 4.8.

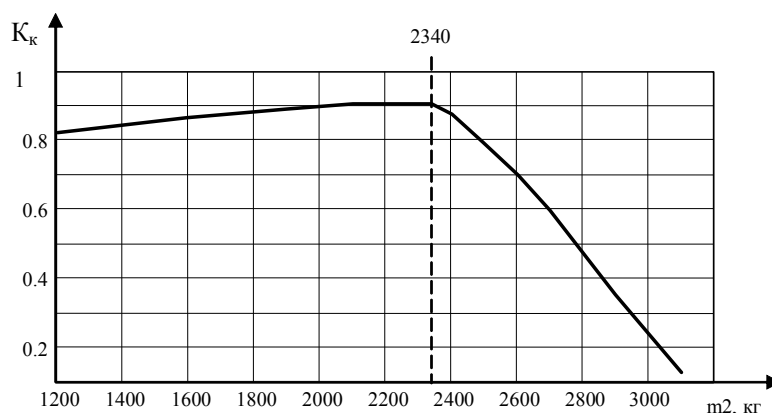


Рис. 4.8. Графік залежності коефіцієнту кореляції K_k від маси вантажу на кривошипі m_2 для свердловини Б-320

Аналогічні результати було отримано і для інших свердловин, що підтверджує можливість застосування

запропонованого методу для визначення невідомих мас зрівноважуючих вантажів.

Слід зауважити, що визначена в такий спосіб маса вантажа є не абсолютна, (тобто така, яка буде одержана в результаті контрольного зважування, оскільки точно невідомий центр мас вантажа), а відносна, яка буде правильна тільки за умови використання в системі прийнятого центру мас, та з врахуванням мас інших масивних елементів ВК, які впливають на співвідношення моментів в механічній системі.

4.5 Перспективи розвитку ватметрографічних методів

Аналіз інформаційних джерел дозволяє стверджувати, що в подальшому ВК будуть обладнуватись комбінованими контролерами діагностування та автоматизації, які включатимуть в себе як ватметрографічний, так і динамографічний методи діагностування, а також засоби регулювання швидкості руху привідного двигуна ВК. Це викликано тим, що, як показали попередньо проведені експериментальні дослідження, ватметрографічні системи є малочутливими у випадку ударних навантажень незначної тривалості, викликаних заїданнями полірованого штока і т. п., внаслідок інерційності зрівноважуючих мас ВК, а також пружності клинопасової передачі та нежорсткої характеристики привідного електродвигуна ВК. Намагання зменшити кількість давачів на ВК [52] та застосування спрощених діагностичних моделей на даному щаблі розвитку техніки слід вважати невиправданими, оскільки такий підхід звужує можливості діагностичних систем, позбавляючи їх первинної інформації. Це означає, що, будучи в складі АСУ, така система може не тільки знижувати ризик виходу обладнання з ладу, а й збільшувати його внаслідок своєї реакції на невірно виявлений дефект. Крім того, в майбутньому привід ВК зазнаватиме змін, які будуть здійснюватись з метою підвищення ККД та збільшення рівномірності механічного навантаження на привідний двигун ВК. Такі зміни можуть виявитись в усуненні клинопасової передачі та заміні асинхронного електродвигуна на двигун постійного струму з системою стабілізації швидкості обертання. Заміна клинопасової передачі на передачі з більшим коефіцієнтом корисної дії, а саме на зубчастопасові, ланцюгові, тощо [101, 97] гальмується традиційними уявленнями конструкторів про недостатню

надійність електромагнітних запобіжних пристроїв, що їх встановлюють у пускових колах привідних електродвигунів ШГНУ. Тому з метою максимального спрощення конструкції використовують клинопасові передачі, які після перевищення межі навантаження переходять у режим ковзання і, перетираючи паси, від'єднують двигун від навантаження. Однак виходячи з такої точки зору, використання більш складних механічних запобіжних муфт (обгінні муфти, муфти перевантаження [101, 97]) слід вважати доцільним для підвищення загального ККД установки та покращення точності її діагностування за допомогою ватметрографічних методів.

Узагальнюючи все вищесказане, можна зробити висновок про безсумнівну перспективність ватметрографічних методів діагностування ШГНУ та безперечну потребу розвитку таких та подібних методів із подальшим впровадженням їх в експлуатаційну практику.

5. ВІБРАЦІЙНИЙ МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ ШГНУ

5.1 Дослідження статистичних характеристик коливного процесу в ШК

Представлення будь-якого фізичного процесу як випадкового (зокрема як суми детермінованої та випадкової складової) є найбільш загальним способом його опису, оскільки повністю детермінованих процесів в природі не існує.

Для коливного процесу (КП), що реєструється на полірованому штоці ШГНУ, детермінована складова обумовлена, з одного боку, вимушеними коливаннями установки з частотою, рівної частоті качань балансира ВК, а з іншого власними коливаннями вузлів ШГНУ, в основному ШК. Тому ці процеси можна вважати до певної степені детермінованими, тобто такими, що допускають, по крайній мірі, наближене передбачення їх в будь-який момент часу на основі відомих математичних залежностей.

Випадкова складова КП обумовлена наступними факторами:

а) недосконалістю виготовлення, зборки і монтажу деталей і вузлів ШГНУ, зміною форми поверхонь контактуючих деталей з напрацюванням (особливо для пар тертя плунжер-циліндр та штанги-НКТ), температурними змінами геометричних параметрів деталей та з'єднань, нестабільністю обертів валу привідного двигуна ВК та ряду інших факторів, що призводять до флуктуацій амплітуди ВС та появи випадкових викидів [102];

б) недосконалістю системи вимірювання КП, обумовленою, в основному, значною похибкою вібродавачів, дрейфом нуля та дрейфом коефіцієнту передачі давачів та підсилювачів, впливом випадкових завад, температурними похибками всіх ланок вимірювального тракту, похибкою перетворення та квантування АЦП та рядом інших причин.

Для дослідження статистичних характеристик КП було використано експериментальні дані, отримані при проведенні комплексу експериментальних досліджень на нафтопромислах НГВУ "Надвірнанафтогаз" за допомогою розробленої системи МІВС-01. На рис.8.6 представлені тензометричні та віброакустичні сигнали, зареєстровані на полірованому штоці ШГНУ, яка експлуатувалася на свердловині 260 Битківського родовища. Технічні характеристики ШГНУ наступні: довжина колони насосних

штанг - 1884 м; довжина ходу точки підвісу штанг - 3 м; тип насосу - НСВ-32; кількість качань за хвилину - 5.

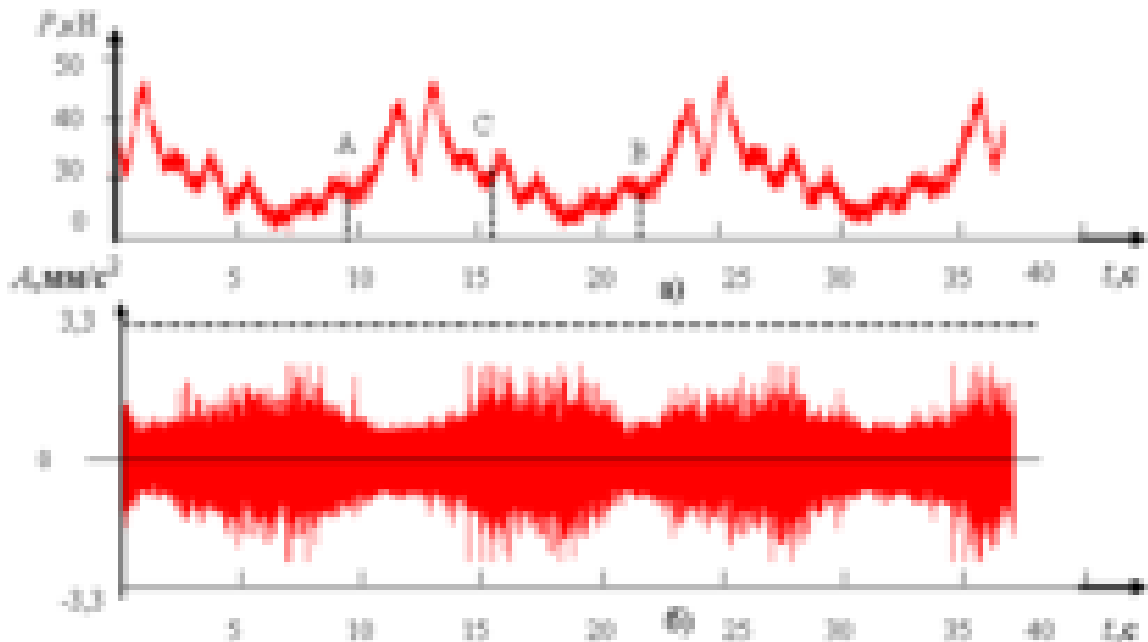


Рис. 5.1 Графіки зміни рівня а) пружних деформацій P та б) віброприскорення повздовжніх коливань A полірованого штока в часі t

Досліджувана реалізація містить 140000 відліків, що відповідає часу запису 40 сек, тобто приблизно 3 періодам качань.

Розглядаючи вібраційний процес, що реєструється на полірованому штоці ШГНУ, як випадкову функцію часу, необхідно встановити, до якого типу випадкових процесів він відноситься, зокрема перевірити його на стаціонарність. Від результатів цієї перевірки залежить метод подальшого аналізу, оскільки більшість методів аналізу, зокрема спектрально-кореляційні, використовуються лише для стаціонарних процесів.[103].

Судячи з вигляду КП на Рис. 5.1б, його статистичні властивості змінюються в часі, причому ця зміна явно корелює зі зміною навантаження на полірований шток на протязі періоду качання, яка відображається у тензограмі (Рис. 5.1а).

Виділивши ділянки, що відповідають ходу плунжера вверх (АС) і ходу плунжера вниз (СВ) і порівнюючи два одночасно зняті сигнали, можна відмітити, що в точці А, яка відповідає різкому сприйняттю навантаження і в точці С, яка відповідає різкому зняттю навантаження, амплітуда коливань різко збільшується, а в

подальшому, при продовженні руху вверх і вниз, коливання згасають. Цей процес відповідає реальній роботі свердловинного насоса, коли в момент сприйняття навантаження перед відкриттям приймального клапана сумарне навантаження на ШК збільшується на величину ваги рідини, а в момент зняття навантаження штанги різко розвантажуються, передаючи навантаження від ваги рідини на НКТ.

Подальший аналіз будемо здійснювати, розбиваючи реалізацію на інтервали і обчислюючи статистичні характеристики на кожному з інтервалів. Кількість та довжина інтервалів при цьому вибираються таким чином, щоб з достатньою точністю відобразити зміну властивостей сигналу.

Як відомо, випадковий процес вважається стаціонарним у вузькому розумінні, якщо усі його ймовірнісні характеристики є інваріантними відносно переносу початку відліку часу. Найбільш вичерпною ймовірнісною характеристикою випадкового процесу є багатомірна функція розподілу ймовірності $p_n(x_1, t_1 \dots x_n, t_n)$, але на практиці, в основному, використовуються одно- та двомірні функції розподілу, оскільки вони несуть основний об'єм інформації про властивості процесу, використання функцій розподілу вищих порядків пов'язане зі значними технічними і обчислювальними ускладненнями і є недоцільним [104]. За експериментальними даними вигляд одномірної функції розподілу ймовірності може бути визначений шляхом побудови статистичного ряду, кількість інтервалів якого визначається за формулою [105]:

$$k=1+3,32 \lg N,$$

де N – кількість відліків у реалізації.

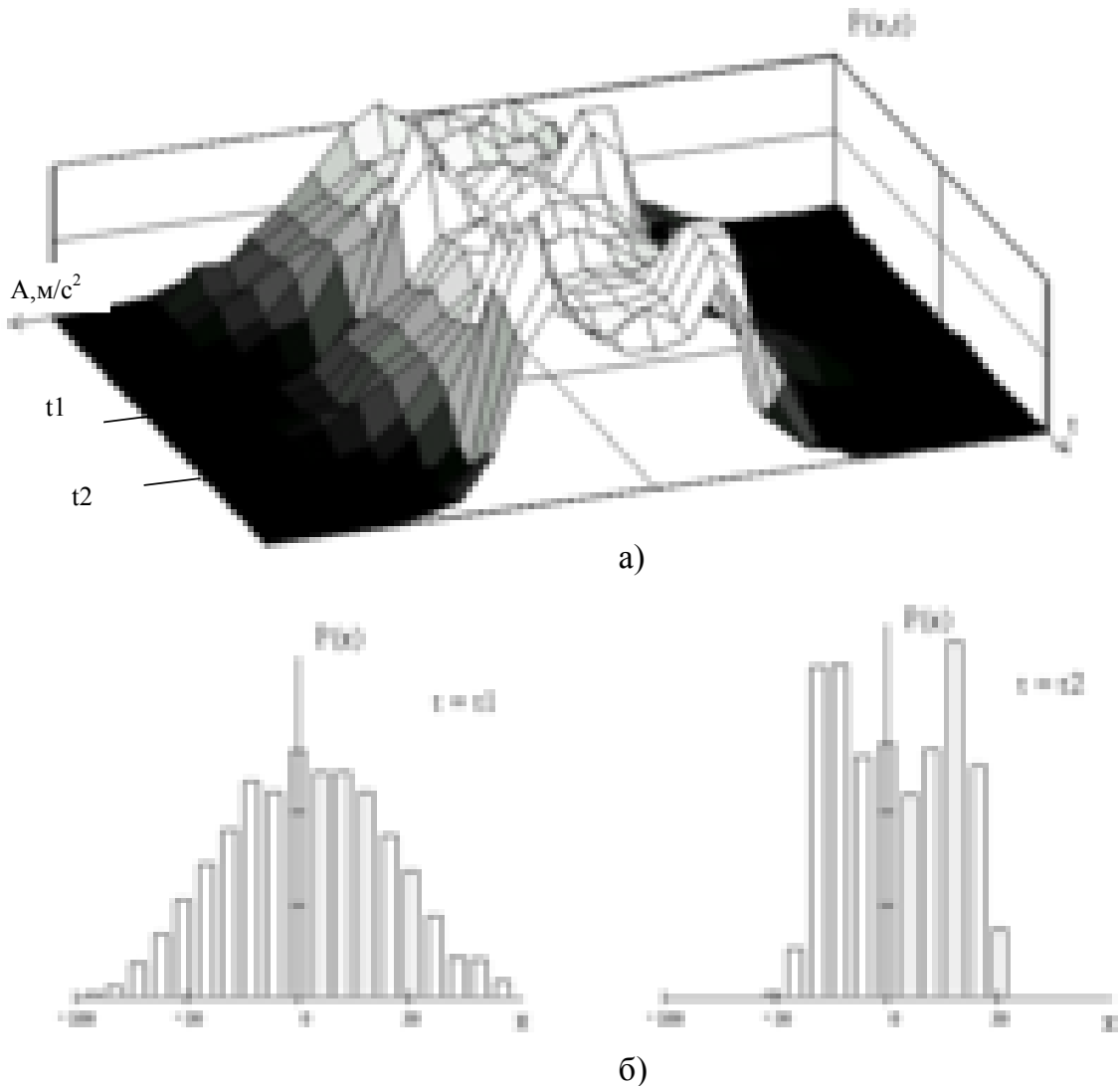


Рис. 5.2 Зміна закону розподілу віброакустичного сигналу на протязі періоду качання, зображена: а) у трьохмірному просторі, б) у вигляді гістограм

На Рис. 5.2 приведено графічну залежність зміни закону розподілу віброприскорення повздовжніх коливань ШК у часі на протязі 1 періоду качання (експлуатаційні параметри ШГНУ: насос типу НСВ-32, довжина ходу – 2м; число качань – 6,5; глибина спуску – 1895 м).

Крім очевидного факту, що досліджуваний процес не є стаціонарним у вузькому сенсі, отриманий результат дозволяє зробити деякі висновки щодо структури процесу. Так, закон розподілу, зображений на Рис. 5.2,б, для часу $t=t_1$ є близьким до нормального з математичним очікуванням $M_x=0$ та середньоквадратичним відхиленням $\sigma_x=37$. Щодо закону

розподілу, зображеного на Рис. 5.2,б для часу $t=t_2$, можна припустити, що це композиція нормального (або іншого експоненційного) та арксинусоїдального розподілів. Як відомо, згідно арксинусоїдального закону розподілені миттєві значення гармонічного сигналу [106, 107] (типова крива арксинусоїдального закону розподілу приведена на Рис. 5.3).

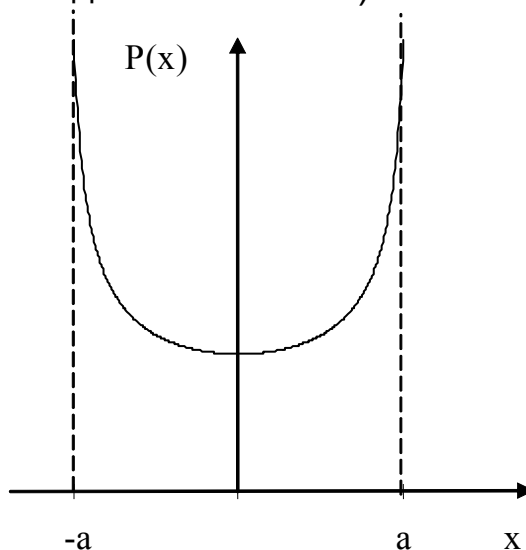
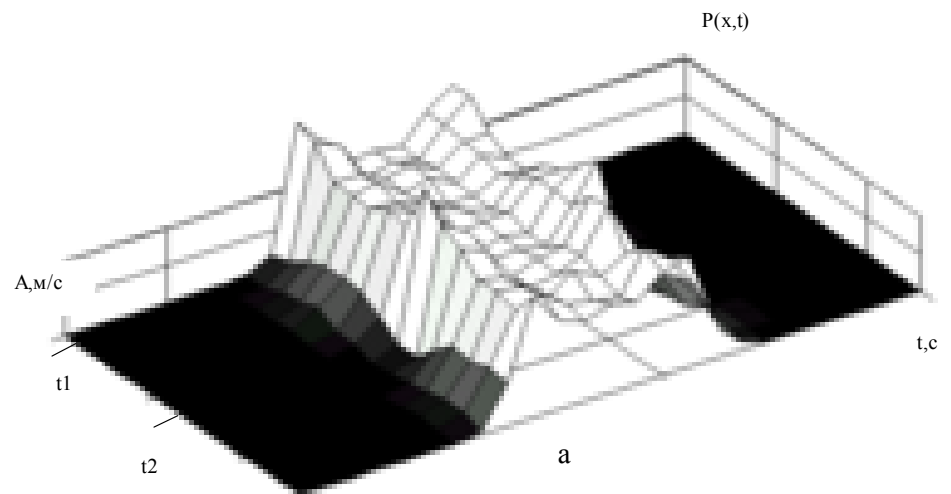
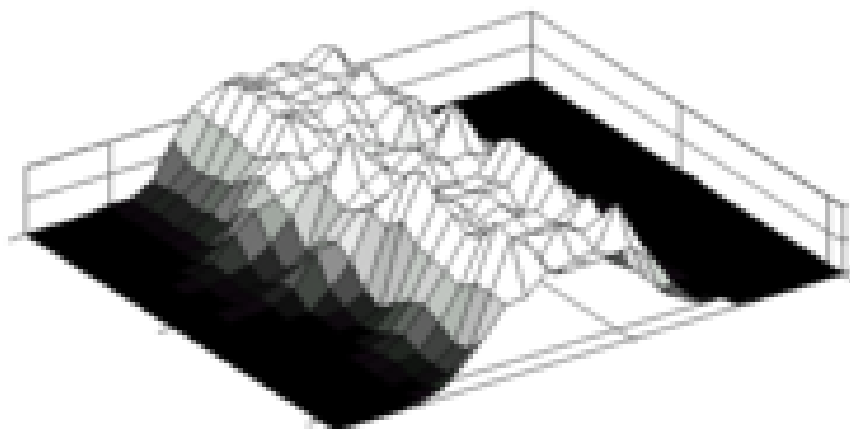


Рис. 5.3 Арксинусоїдальний закон розподілу

На Рис. 5.4 наведені діаграми зміни закону розподілу віброприскорення повздожніх коливань ШГНУ, які експлуатувалися на свердловинах № 463 та 588. В усіх випадках спостерігається аналогічна більше чи менше виражена зміна форми кривої закону розподілу, що можна інтерпретувати як періодичне виникнення та згасання в системі синусоїдальних коливань, причому найбільш чітко виражений є вплив гармонічної складової (як на Рис. 5.2,б) під час сприйняття та зняття навантаження на колону штанг, а хід вгору та вниз при усталеному режимі характеризується більшою стохастичністю КП, так що він наближається до випадкового процесу, розподіленого за нормальним законом.



a)



б)

Рис. 5.4 Зміна закону розподілу віброакустичного сигналу для свердловин № 463 та 588 Битківського родовища

Випадковий процес вважається стаціонарним в широкому розумінні, якщо його математичне очікування і дисперсія не

залежать від часу, а кореляційна функція залежить тільки від різниці моментів часу [103].

Кореляційна функція $R_{xx}(t_1, t_2)$ описує статистичний зв'язок між значеннями випадкового процесу у два моменти часу t_1, t_2 . Для стаціонарних сигналів кореляційна функція залежить лише від різниці моментів часу, тобто є функцією однієї змінної $\tau = t_2 - t_1$ і може бути визначена за експериментальною вибіркою як

$$R_{xx_j} = \frac{1}{n-j} \sum_{i=1}^{n-j} (x_i - mx)(x_{i+j} - mx), \quad (5.1)$$

де x - дискретизований в часі сигнал, n - обсяг вибірки, mx - математичне очікування.

Для нестационарних процесів, у яких математичне очікування і дисперсія змінюються в часі, це твердження невірне і формула (5.1) не може бути застосована. Тому, якщо процес є нестационарним, необхідно або розглядати його в інтервалі часу, на протязі якого статистичні характеристики залишаються відносно стабільними, або деяким чином усунути нестационарність. На Рис. 5.5 наведений графік зміни математичного очікування M_x і дисперсії D_x КП в часі. Зміна M_x є випадковою і, найбільш імовірно, обумовлена дрейфом нуля вимірювальної системи. Зміна D_x хоча і важко піддається формалізації, але виявляє певну залежність від фази періоду качань.

З рисунка видно, що дисперсія ВС зростає на початку сприйняття навантаження. Аналогічна обробка даних з інших свердловин свідчить, що в окремих випадках різке підвищення дисперсії відбувається після закінчення процесів сприйняття і зняття навантаження. Причиною підвищення віброактивності в ці моменти часу можуть бути інерційні навантаження на ШК при різкій зміні напряму її руху. Крім того, можна відмітити, що дисперсія КП при ході вниз, починаючи від моменту зняття навантаження, приймає більші значення і змінюється за іншим законом, ніж при ході вверх, що, імовірно, зумовлено різним характером впливу стовпа рідини на ШК при ході вверх і вниз: при ході вверх колона навантажена стовпом рідини і коливається спільно з ним як одна коливна система, а при ході вниз рідина чинить демпфуючий вплив на колону, яка коливається самостійно (в обох випадках мова йде про власні коливання).

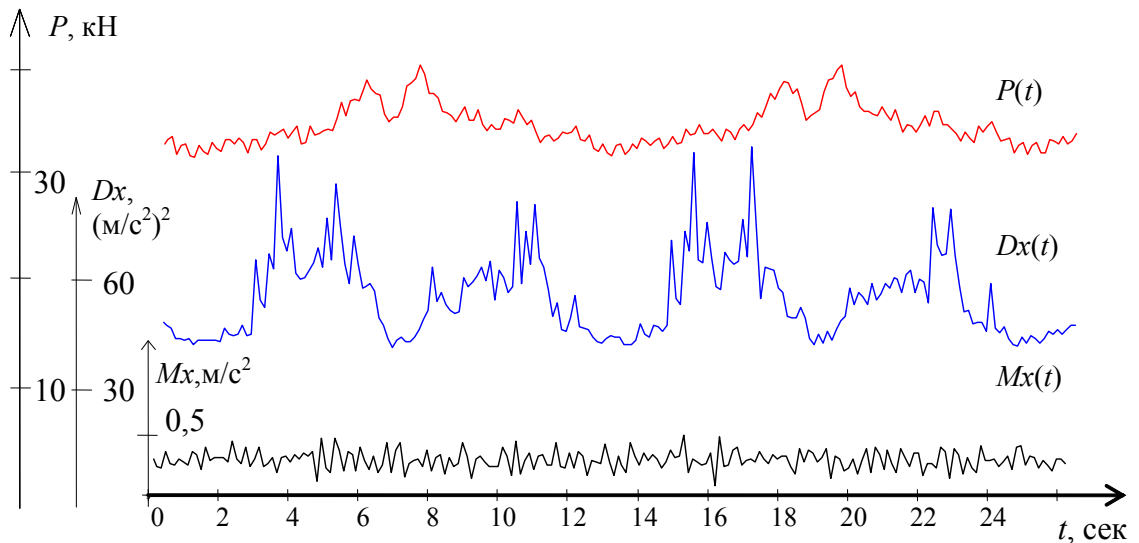


Рис. 5.5 Зміна математичного очікування і дисперсії коливного процесу в часі

Таким чином, проведений аналіз свідчить, що досліджуваний КП є періодично-нестационарним, тобто його статистичні характеристики змінюються на протязі періоду качання, причому у ті інтервали часу, що відповідають процесам сприйняття та зняття навантаження (включаючи початок ходу вверх і вниз) у сигналі з'являються додаткові складові, які характеризують інерційні процеси у ШК та глибинному насосі і тісно пов'язані з їх технічним станом. Логічно припустити, що КП саме у ці інтервали часу є найбільш інформативним з точки зору відображення технічного стану вузлів і деталей ШГНУ. Цю обставину необхідно враховувати при подальшому аналізі і розробці методу діагностування.

5.2 Експериментальні дослідження вібраційного стану ШГНУ

Раніше було встановлено, що КП, виміряний на полірованому штоці, відноситься до періодично-нестационарних процесів. Тому, з метою подальшого використання спектрального аналізу при дослідженні вібростану ШГНУ було приведено його до стаціонарного вигляду шляхом віднімання поточного математичного очікування та ділення на поточну дисперсію. Звичайно, застосування такої процедури означає стаціонаризацію

сигналу тільки відносно вказаних статистичних характеристик, оскільки статистичні характеристики вищих порядків можуть залишатися нестационарними, тобто строго кажучи, КП не приводиться до повністю стаціонарного вигляду. Але, враховуючи складність задачі повної стаціонаризації, яка у більшості випадків взагалі не може бути розв'язана [104], можна обмежитися стаціонаризацією по математичному очікуванню та дисперсії.

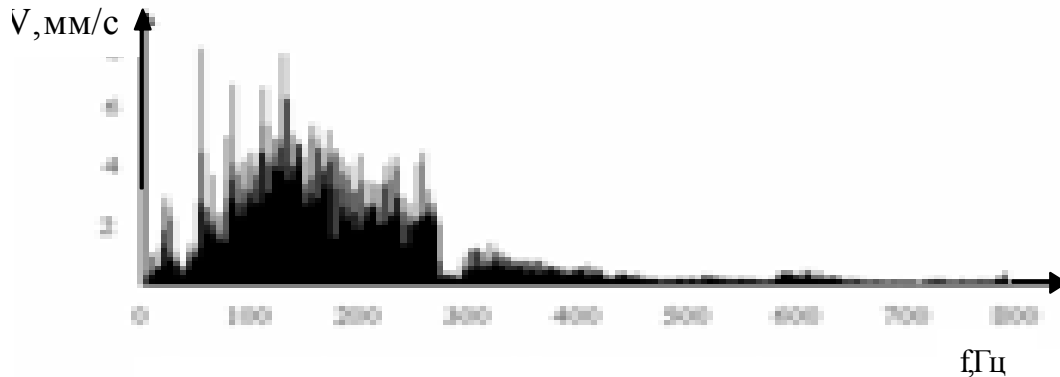


Рис. 5.6 Спектр віброшвидкості поздовжніх коливань ШК (насос НСВ-32 $L=1884$ м, $n=5$, $S_0=3$)

На Рис. 5.6 наведено спектр віброшвидкості поздовжніх коливань процесу, представленого на Рис. 5.1. Аналізуючи спектр, спостерігаємо підвищений рівень спектральних складових в низькочастотному діапазоні від 0 до 300 Гц. Більш детальний аналіз дозволив виявити складові з частотами, кратними частоті качань ВК - 5качань в хвилину, що відповідає $f_k=0.08$ Гц, а також складові досить значної амплітуди на частотах $f_2=20$ Гц, $f_3=23$ Гц, $f_4=77$ Гц, $f_5=106$ Гц, $f_6=140$ Гц, $f_7=170$ Гц, $f_8=270$ Гц. Оскільки на характеристики КП ШК може здійснювати вплив вібростан механізмів та вузлів ВК, необхідно було провести їх аналіз. Для цього одночасно з вимірюванням віброшвидкості поздовжніх коливань ШК, вимірювалися також характеристики КП привідного електродвигуна (ПД), редуктора (Р), кривошипа (КР), в місці встановлення підшипника цапфи; шатуна (Ш), в місці встановлення підшипника шатуна; траверси (ТР); в місці встановлення підшипника хрестовини траверси; балансира (Б), в місці встановлення підшипника балансира, для чого використовувався вимірювальний блок з магнітним вузлом кріплення.

Проведений аналіз спектрограм (Рис. 5.7) показав, що основний вплив на вібростан ШГНУ здійснює лише електродвигун

приводу ВК, який є джерелом коливань. В його спектрі були виявлені складові з частотами, кратними роторній частоті $f_0=16,3\text{Гц}$; що обумовлені частотою обертання ротора електродвигуна (980 об/хв). Аналогічні результати були отримані і по інших установкам. Однак інші механізми та вузли ВК гасять коливання, що генеруються привідним електродвигуном, оскільки в спектрі КП, отриманого на полірованому штоці, рівень цих складових в 7-8 раз перевищує рівень складових на двигуні. В спектрі полірованого штоку виявлені складові, характерні для спектрів інших вузлів ВК, деякі з них із збільшеною амплітудою, інші з меншою. Аналогічні результати були отримані і по інших установкам. Таким чином, спектральний аналіз не дозволив встановити степінь впливу наземної частини на глибинний насос.

Тому доцільним було б використати коефіцієнт взаємкореляції

$$r_{xy} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \cdot y_i$$

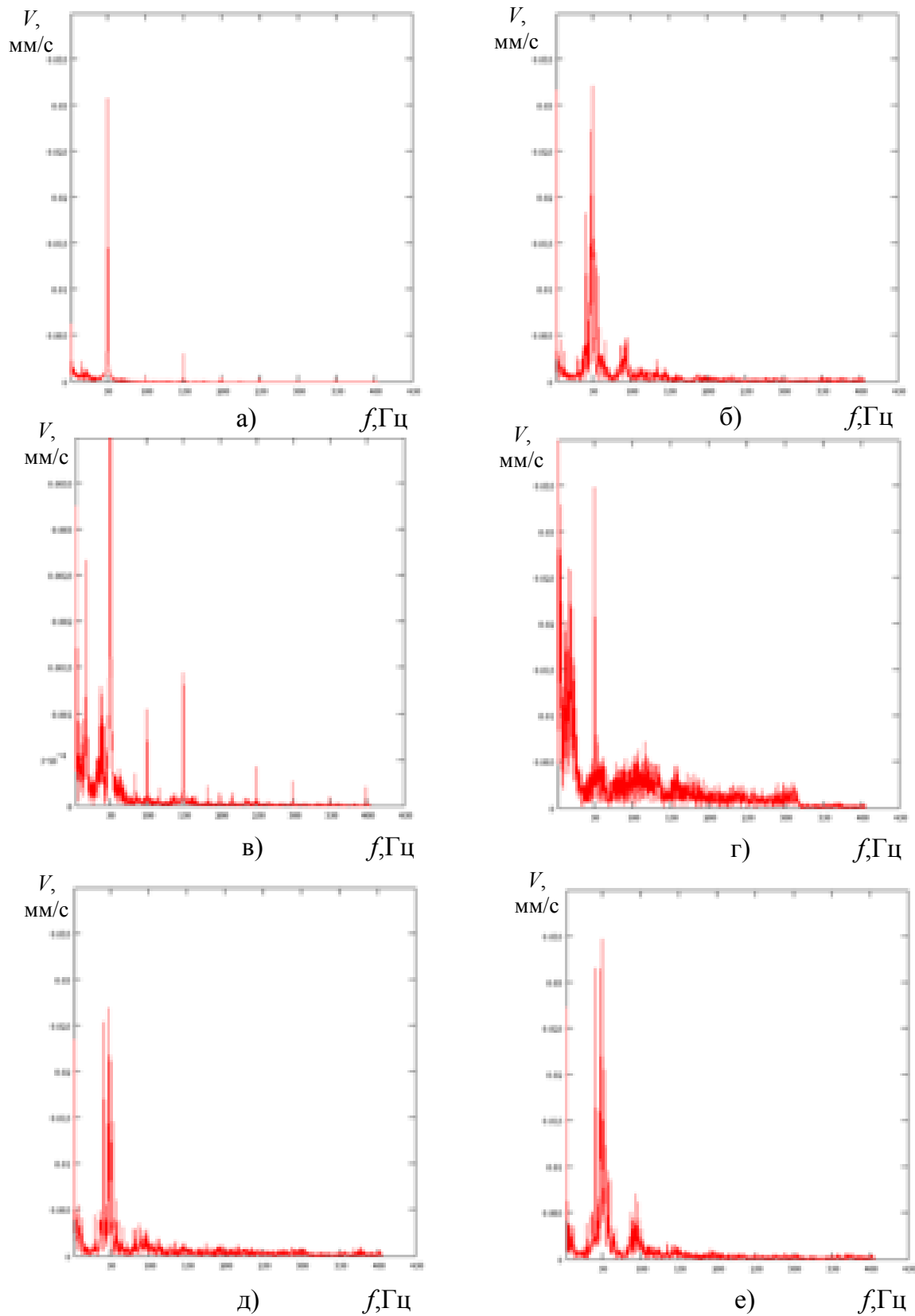


Рис. 5.7 Спектри віброшвидкості поздовжніх коливань: а) двигуна; б) полірованого штоку; в) балансира; г) траверси; д) шатуна; е) редуктора

між сигналом, отриманим з полірованого штока x , і сигналами, отриманими з наземної частини y , що характеризує загальну залежність значень одного процесу від значень іншого. Використання коефіцієнта взаємкореляції безпосередньо для вимірних сигналів вимагає фазового узгодження, оскільки вібрації різних вузлів вимірювалися неодноразово, а статистичні характеристики вібраційного процесу, як було показано вище, змінюються на протязі періоду качання установки, тобто значною мірою залежать від фази періоду качання. Тому коефіцієнт взаємкореляції визначаємо для амплітудних спектрів отриманих сигналів. Результати розрахунку коефіцієнта взаємкореляції наведені в табл.5.1. Проведений аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок про незначний вплив на стан штангової колони двигуна ВК, що найбільш ймовірно пояснюється використанням ремінної передачі до редуктора, яка виступає в якості амортизатора. Вплив інших одиниць збільшується по ланцюгу до підшипника балансира.

Таблиця 5.1. Коефіцієнти кореляції між амплітудними спектрами вібраційних процесів на полірованому штоці та на різних вузлах ВК

№	Вузол	Коефіцієнт кореляції
1	Підшипник балансира	0,530
2	Підшипник хрестовини траверси	0,534
3	Підшипник шатуна	0,523
4	Підшипник цапфи	0,489
5	Редуктор	0,518
6	Двигун	0,219

Таким чином, дослідження спектральних характеристик вібраційних процесів наземної частини ШГНУ показали, що існує взаємозв'язок між цими процесами та процесами у підземній частині, що цілком реально, оскільки всі вузли є частинами однієї механічної системи. Разом з тим значення коефіцієнту кореляції не є настільки близьким до одиниці, щоб говорити про визначальний вплив наземної частини на вібраційні процеси на полірованому штоці.

На Рис. 5.8 зображені спектри віброшвидкості, отримані для насосу НСВ32 при глибині спуску 2046 м, числі качань – 7 і

довжині ходу 2 м. Результати аналізу спектрів для насосів з різним часом напрацювання наведені в таблиці 5.2.

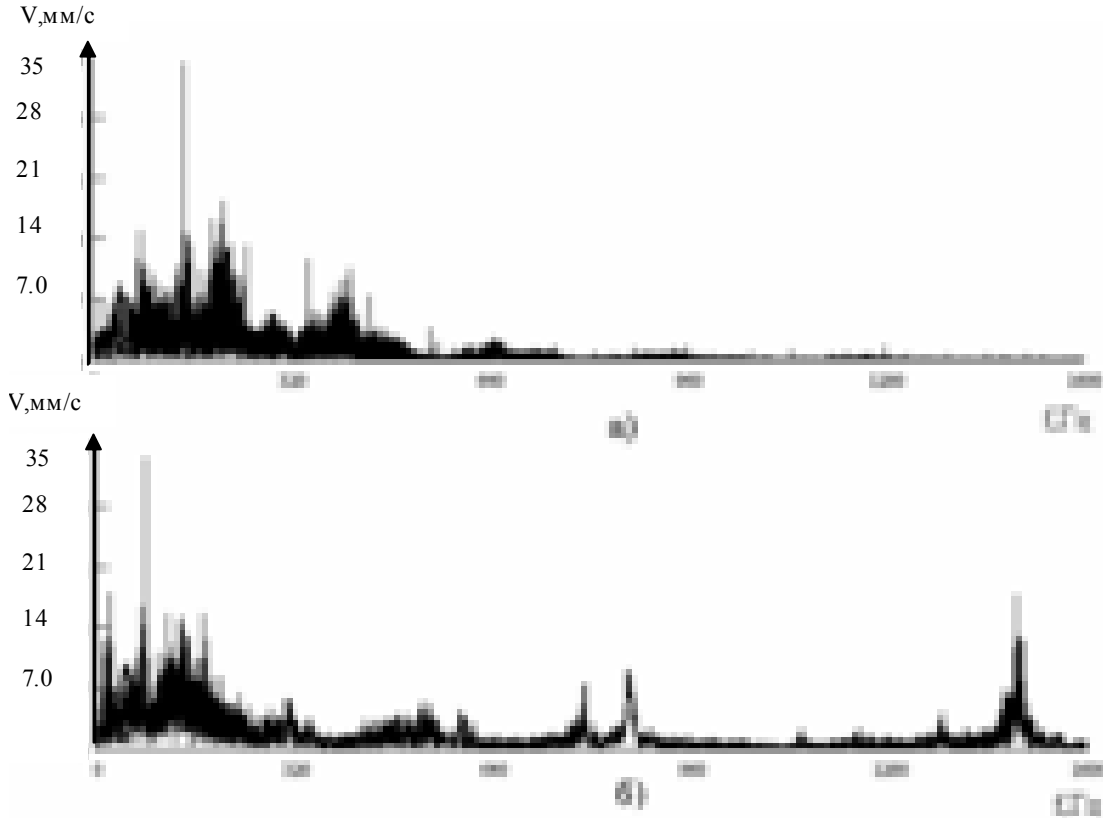


Рис. 5.8 Спектри віброшвидкості поздовжніх коливань ШК (насос НСВ-32, $L=2046$ м, $n=7$, $l=2$ м) для часу напрацювання: а) 3 місяці, б) 5 місяців

Аналізуючи таблицю, можна зробити висновок, що з часом напрацювання загальний рівень вібрації в середньому зріс на 67%. В окремих частотних діапазонах рівень навпаки знизився в середньому на 32%. Також з'являються нові складові, відсутні для меншого часу напрацювання (на протязі всього діапазону частот), і навпаки, знизилася потужність спектральних складових, які для насоса з меншим часом напрацювання досягали максимальних значень.

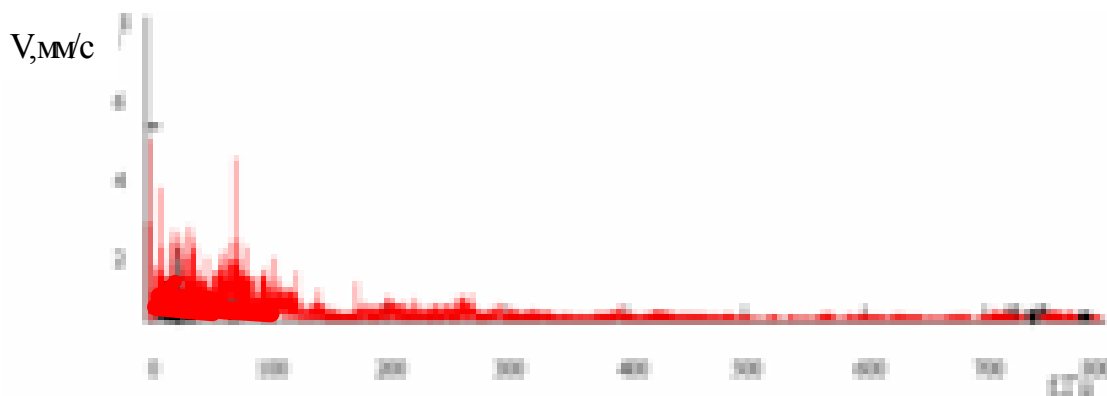
Таблиця 5.2. Розподіл рівнів гармонічних і субгармонічних складових віброшвидкості поздовжніх коливань ШК при різних періодах напрацювання насоса НСВ-32 ($L=1884$ м, $n=5$, $l=3$ м)

Діапазон частот	Середній рівень вібрації для насосів з різним періодом напрацювання					
	1 місяць			3 місяці		
	середнє знач. А, мм/с	max знач. складової		середнє знач. А, мм/с	max знач. складової	
	f, Гц	A, мм/с		f, Гц	A, мм/с	

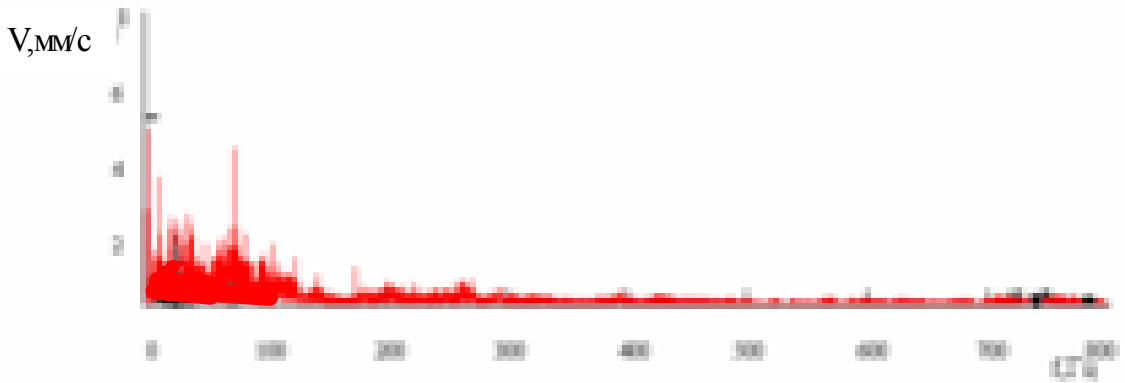
0...20	1.7	13.5	7.0	3.5	13.5	12.25
20...30	3.5			7.0	22.5	17.7
30...80	6.5	80	14.2	7.0	80	33.0
80...130	7.0			10.5	115	14.5
130...150	7.0	148	35.0	14.0		
150...160	10.5	152	14.1	8.0	152	13.0
160...190	6.7	176	10.5	9.0	176	14.5
190...240	10.5	210	17.5	6.0		
240...380	3.5	250	13.8	3.0		
380...430	7.0	415	10.5	1.7		
430...520	1.7	445	7.0	3.5		
520...610	1.0			3.5		
610..1060	1.5			1.7	860	10.0
1060...1600	0.5			2.0	1485	1.7.8

Аналогічний характер мають спектрограми і для ШГНУ з іншим режимом роботи (довжиною ходу, числом качань) і глибиною спуску (Рис. 5.9).

З проведеного дослідження вібростану ШГНУ можна зробити висновок, що вібросигнал, зареєстрований на полірованому штоці, може бути використаний для діагностування, особливо для установок, які працюють в динамічних режимах. За діагностичні ознаки можуть бути використані амплітуди частотних складових спектру, зміна яких обумовлена зміною технічного стану установки. Однак спектр ВС за весь період качань не дозволяє виявити як конкретні частотні смуги, так і загальні закономірності зміни в них амплітуд частотних складових, обумовлених технічним станом ШГНУ. У зв'язку з цим виникає задача вибору найбільш інформативних ділянок ВС з метою їх подальшого аналізу.



a)



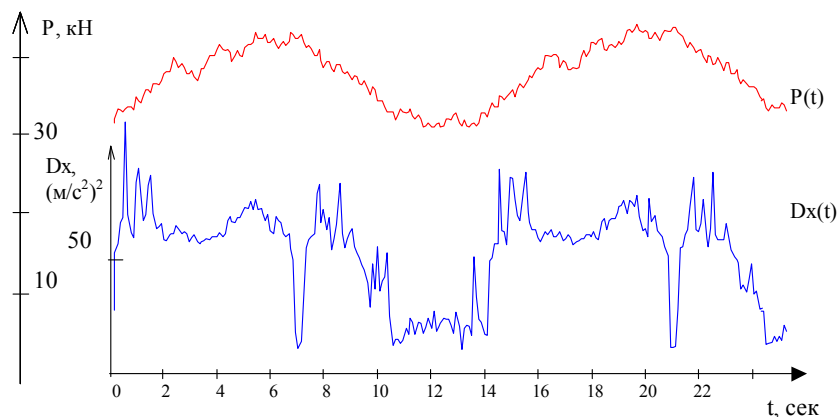
б)

Рис. 5.9 Спектри віброшвидкості поздовжніх коливань ШК (насос НСВ-32, $L = 2070$ м, $n = 4$, $l = 2,5$ м) для часу напрацювання:

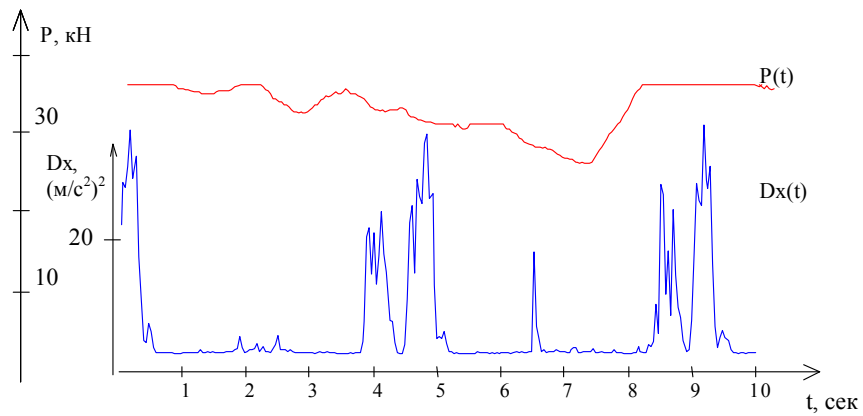
а) 3 місяці, б) 5 місяців

5.3 Виділення інформативних ділянок для аналізу коливного процесу в ШК

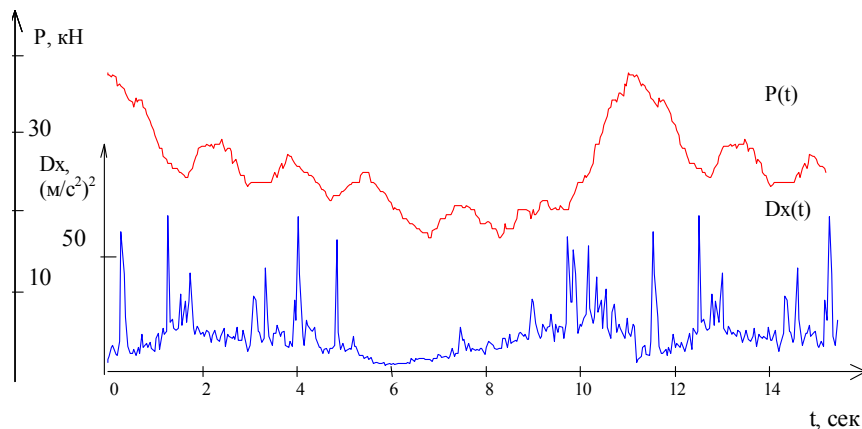
Як було відмічено раніше, вимушені та власні коливання ШК можна вважати детермінованою складовою випадкового КП. Це твердження справедливе в тому сенсі, що теоретично можна з певною степінню точності визначити частоти і амплітуди цих коливань. Про момент їх виникнення у коливній системі можна стверджувати лише те, що це у більшості випадків відбувається під час процесів сприйняття і зняття навантаження на ШК, але положення цих інтервалів практично неможливо однозначно визначити за деякою реалізацією КП.



а



б



в

Рис. 5.10. Зміна рівня зусилля P та дисперсії Dx віброприскорення поздовжніх коливань ШК в часі t , отримана при експлуатації насоса НСВ-32:

а) свердловина № 588 ($L=2070$ м, $n=4$, $S_0=2,5$ період напруцювання 120 діб);

б) свердловина № 463 ($L= 2046$ м, $n= 7$, $S_0= 2$ м, насос зношений);

в) свердловина Пнів-3 ($L= 2103$, $n= 6$, $S_0= - 3,4$ м, насос зношений).

Так, аналізуючи експериментальні дані (Рис. 5.10), бачимо, що в одному випадку різке збільшення рівня сигналу відбувається на початку сприйняття та зняття навантаження (Рис. 5.10,а), в іншому (Рис. 5.10,б) після закінчення цих процесів, а в деяких випадках спостерігається стрибкоподібна зміна дисперсії сигналу на протязі всього періоду качання (від 2 до 6 піків, див. Рис. 5.10,в). Пояснити природу виникнення цих збурень в кожному окремому випадку не представляється можливим, і, оскільки форма віброграми при їх наявності змінюється приблизно таким же чином, як і під час процесів сприйняття (зняття) навантаження,

а значення максимуму дисперсії в ці моменти часу може навіть перевищувати максимум дисперсії під час вказаних процесів, то задача визначення інформативних ділянок ВС на підставі тільки віброграми дуже ускладнюється. У відомих технічних засобах діагностування стану ШГНУ для вирішення цієї задачі використовується давач переміщення, який точно визначає моменти зміни напрямку руху ШК. Наявність такого давача ускладнює технічні засоби діагностування, призводить до зростання трудоемкості монтажних робіт і збільшує вартість технічних засобів. В той же час інформація про напрям руху ШК певним чином міститься у тензосигналі, оскільки навантаження на штанги суттєво відрізняється при ході вгору і вниз за рахунок навантаження колони вагою стовпа рідини при ході вгору, а також різного напрямку сил тертя і гідравлічного опору при ході вгору і вниз.

Під час описаного вище аналізу експериментальних даних ідентифікація моментів початку чи закінчення сприйняття і зняття навантаження проводилася шляхом візуального співставлення вібро- та тензограм, отриманих в однакові моменти часу. Такий метод є недостатньо точний, особливо для сигналів, спотворених динамічними навантаженнями і наявністю явно виражених дефектів, хоча для аналізу на якісному рівні він є цілком задовільним. Для отримання більш точних значень шуканих моментів часу доцільно розробити метод, що дозволив би автоматизувати їх ідентифікацію, ґрунтуючись на деяких теоретичних засадах.

Тензометричний сигнал є фактично розгорткою в часі динамограми – традиційної діагностичної ознаки технічного стану ШГНУ. При відомих технічних параметрах і умовах роботи свердловинного обладнання форма тензосигналу може бути досить точно передбачена, причому не тільки для умов нормальної роботи, але і для таких найбільш поширених дефектів, як вплив газу, витікання в приймальній чи в нагнітальній частинах, тощо. Однак нас в даному випадку цікавить не стільки точна форма цього сигналу, скільки можливість виділення за його допомогою окремих інтервалів часу, які відповідають реальним процесам у ШК, тому надалі будемо розглядати найпростішу модель тензосигналу, яка будується на основі теоретичної паралелограмної динамограми.

Для визначення моменту початку сприйняття навантаження пропонується використати взаємкореляційну функцію (ВКФ):

$$R_{xy_j} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_i \cdot E_{i+j} \quad (5.2)$$

між тензосигналом P , отриманим експериментальним шляхом, та еталонним тензосигналом E , що отримується шляхом перетворення теоретичної паралелограмної динамограми на підставі рівняння руху точки підвісу штанг [5]

$$\begin{aligned} S(t) &= a \cdot \frac{T}{2} \cdot (1 - \cos b \frac{2\pi}{T} t), \\ t(S) &= \frac{T}{2\pi b} \cdot \arccos(\frac{2(1-S)}{aT} t), \end{aligned} \quad (5.3)$$

де T – період качання, a, b – кінематичні параметри верстата-качалки.

Метод ґрунтується на тому, що положенню максимуму ВКФ $R_{xy_{max}}(\tau)$ відповідає зсуву фаз τ між двома сигналами, між якими існує лінійна залежність. При цьому значення максимуму характеризує степінь подібності (лінійної залежності) між сигналами, зсунутими один відносно одного на інтервал τ . Для нормованої ВКФ

$$\rho_{xy}(\tau) = \frac{R_{xy}(\tau)}{\sqrt{D_x D_y}},$$

де D_x, D_y – дисперсії сигналів, значення максимуму при наявності строгої лінійної залежності, тобто співпадання сигналів з точністю до масштабного коефіцієнту, дорівнює 1. Для реальних тензосигналів при використанні даного алгоритму були отримані значення $R_{xy_{max}}=0,5...0,7$.

Слід зазначити, що форма тензосигналу може бути в значній степені спотворена при наявності таких явно виражених дефектів, як вплив газу, витік в нагнітальній і приймальній частинах. Тому представляється доцільним сформувати не лише еталон нормальної роботи установки, а й еталони, що відповідають вказаним дефектам. Ці питання були детально розглянуті в розділі 3.4.

Обчислюючи ВКФ реальної тензограми з еталонами і визначаючи положення максимумів ВКФ, можна отримати значення моменту початку сприйняття навантаження. На Рис. 5.11 наведено блок-схему алгоритму визначення моменту початку сприйняття навантаження, а на Рис. 5.12 наведено приклад

застосування описаного алгоритму для експериментальної тензограми, що була зареєстрована на полірованому штоці ШГНУ свердловини № 463 Битківського родовища НГВУ «Надвірнанафтогаз» (насос типу НСВ1, діаметр насоса – 38 мм, довжина ходу – 2 м; число качань – 7, глибина спуску – 2046 м, дебіт рідини – 4,1 т/добу, неперервна відкачка рідини). Як видно з Рис. 5.12, ВКФ для еталонів різних технічних станів відрізняються як значенням, так і положенням максимуму. В даному випадку найбільше значення максимуму має ВКФ з еталоном "Вплив газу".

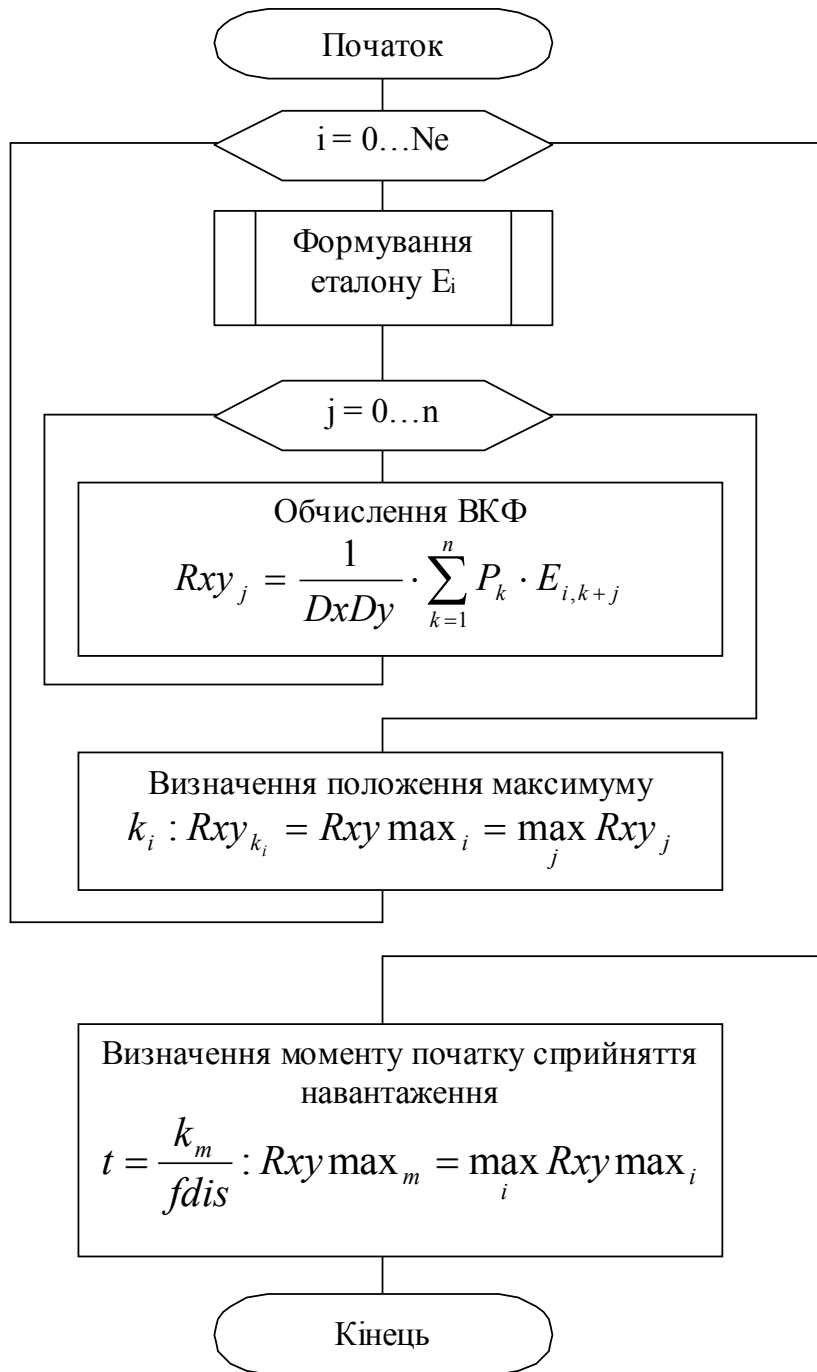


Рис. 5.11. Блок-схема алгоритму визначення моменту часу початку сприйняття навантаження (N_e – кількість еталонів; n – довжина вибірки; D_x , D_y – дисперсії тензосигналу і еталону; f_{dis} – частота дискретизації тензосигналу)

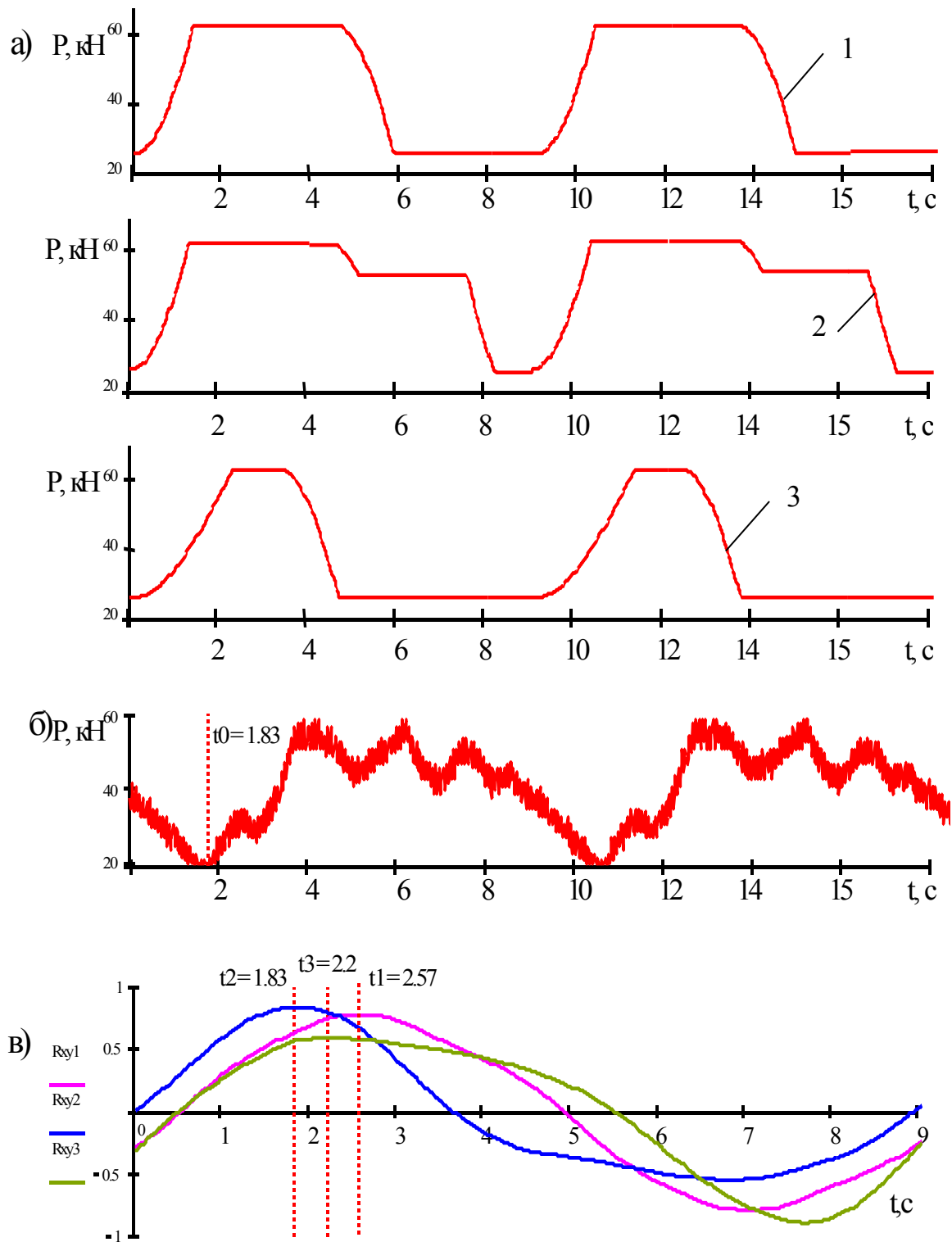


Рис. 5.12. До методик визначення моменту часу початку сприйняття навантаження: а – еталонні динамограми (1 – нормальна робота, 2 – вплив газу, 3 – витік в нагнітальній частині); б – експериментальна тензограма; в – ВКФ між експериментальною та еталонними тензограмами.

Таким чином, за допомогою описаного методу можна визначити момент початку сприйняття навантаження t_0 . Момент початку зняття навантаження зміщений відносно t_0 на половину періоду качання проте, як видно з Рис. 3.5, при наявності впливу газу зняття навантаження проходить в два етапи (ділянки S_0 – S_2 та S_3 – S_4). Крім того, що це ускладнює проведення аналізу, можна зауважити, що віброграми, зареєстровані на свердловинах з явно вираженим впливом газу, характеризуються значним збільшенням дисперсії ВС. При цьому досить важко встановити будь-яку закономірність в процесі зміни цієї характеристики. Найбільш ймовірно, що це явище обумовлене ударами плунжера об рідину чи іншими явищами, які виникають при вказаному дефекті. У будь-якому випадку даний дефект не є результатом деградаційних процесів у вузлах і деталях ШГНУ, а визначаються виключно умовами експлуатації – характеристикою нафтового пласта (швидкістю притоку рідини з пласта в свердловину), режимом роботи (довжина ходу, число качань), занурення насоса під динамічний рівень. Виходячи з усього вище сказаного можна зробити попередній висновок, що для аналізу інформативності ВС при дослідженні впливу технічного стану складових частин ШГНУ на її вібростан більш доцільно вибрати лише інтервал сприйняття навантаження.

5.4 Вибір діагностичної ознаки і розробка алгоритму вібраційного контролю технічного стану ШГНУ

В результаті досліджень було встановлено, що спектр ВС має складну структуру, причому вплив технічного стану установки на спектр не можна однозначно оцінити зміною амплітуд дискретних складових на визначених частотах та вибраних ділянках спектру. На відміну від класичних об'єктів вібродіагностики - роторних механізмів, вібрація яких обумовлена в основному обертанням деталей, в зв'язку з чим досить точно можуть бути визначені частоти збудження, на яких слід очікувати зміну спектральних складових, обумовлених часом їх напрацювання, тобто технічним станом, ШГНУ є більш складною системою. Ефекти, зумовлені значною протяжністю ШК, нелінійним характером залежності різних параметрів ШГНУ від часу та просторових координат, призводять до того, що спектр

сигналу носить не набагато менш стохастичний характер, ніж сам ВС, а наявність дефектів впливає на форму сигналу в цілому, тому інформативними ознаками є не енергетичні характеристики віброакустичного сигналу, тобто амплітуди основних частот збудження, а ряд параметрів, слабо пов'язаних з енергетичним балансом сигналу. Враховуючи те, що спектр є широкосмуговим (мінімальна значуща частота складає 0,08 Гц, максимальна - близько 1600), і містить значущі складові у всьому діапазоні частот, причому частоти, на яких спостерігаються максимальні значення амплітуд, не можна визначити на основі діагностичної моделі ШГНУ, можна зробити висновок, що спосіб представлення діагностичної інформації за допомогою спектру не є достатньо ефективним.

Щодо вибору раціональної діагностичної ознаки можна зауважити наступне. З одного боку, математична модель, описана в розділі 2.2, не дає можливості для моделювання різних дефектів ШГНУ в тому сенсі, щоб можна було передбачити характер зміни ВС або його спектру, а, з іншого боку, на даний час відсутня достатня кількість експериментальних даних про вібраційні процеси в ШГНУ на різних стадіях деградації вузлів і деталей установки і при різних умовах експлуатації. Отже, на даному етапі вібраційний сигнал можна використовувати лише для отримання деякої інтегральної ознаки, яка характеризує технічний стан ШГНУ в цілому, тобто дозволяє вирішити лише першу задачу діагностування – контролю роботоздатності, наприклад, контролювати степінь зносу обладнання без локалізації найбільш зношених вузлів.

Попередньо проведені дослідження показали, що серед найбільш вживаних діагностичних ознак технічного стану різноманітних машин і механізмів [108, 109, 110] стосовно ШГНУ може бути вибрана автокореляційна функція (АКФ) вібраційного процесу [111].

Автокореляційна функція несе ту ж інформацію, що і спектральна щільність, оскільки ці функції пов'язані між собою парою перетворень Фур'є, але на практиці часто зустрічаються випадки, коли поведінка АКФ більш наочно відображає зміну стану об'єкта діагностування, наприклад, при зміні співвідношення енергії періодичної і шумової компонент сигналу. Зокрема, при явищах зносу, пов'язаних зі зміною геометрії контактуючих

поверхонь, зростає роль шумової компоненти, що відображається на вигляді АКФ, зменшуючи відношення сигнал-шум і збільшуючи коефіцієнт затухання, який може служити діагностичною ознакою [112,111]. Оскільки ж саме знос у більшості випадків є первинною причиною найбільш поширених дефектів ШГНУ, використання АКФ для формування діагностичних ознак дозволить адекватно оцінити її технічний стан.

Стосовно контролю технічного стану ШГНУ, то за діагностичну ознаку було прийнято логарифмічний декремент затухання АКФ ВС. Такий вибір є правомірним, оскільки логарифмічний декремент затухання (ЛДЗ) уже використовувався для оцінки технічного стану механізмів, обумовлених їх зносовими дефектами [113].

Логарифмічний декремент затухання визначається за формулою

$$\alpha = \ln \frac{R(t)}{R(t+T)} = \beta T, \quad (5.4)$$

де $R(t) = R(0) \cdot e^{-\beta t}$ – амплітуда затухаючих коливань; T – період затухаючих коливань; β – коефіцієнт затухання.

На Рис. 5.13 наведені графіки АКФ для вібраційного процесу в ШК установки, яка експлуатувалася в свердловині №463 ($L = 2046$ м, $S_0 = 2.5$ м, $n = 6$, насос – НСВ-32). Як видно з графіків, АКФ має вигляд затухаючих модульованих коливань, причому характер модуляції та степiнь затухання змінюються з напрацюванням установки. Так, для АКФ на Рис. 5.13,б затухання є помітно більшим (АКФ різко спадає до 0.2 - 0.3 від початкового значення), що свідчить про значну степiнь зносу обладнання.

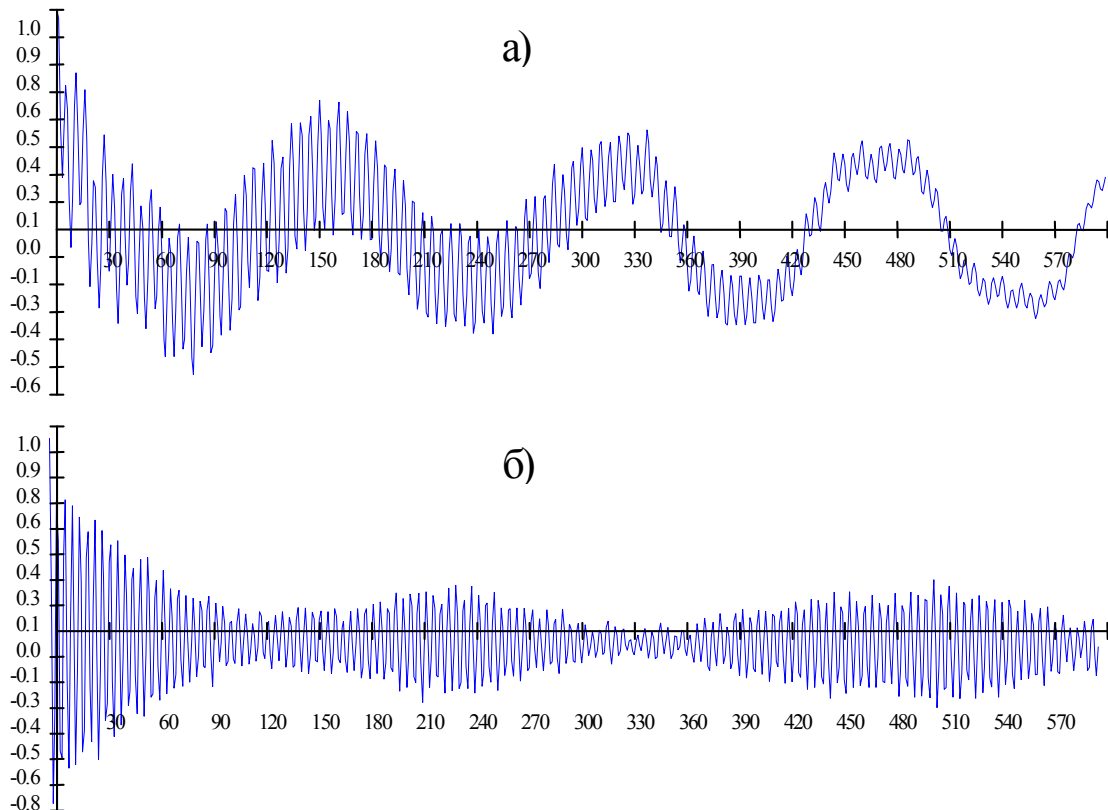


Рис. 5.13. Автокореляційні функції віброшвидкості поздовжніх коливань ШК для насоса НСВ-32, що експлуатувався на свердловині № 463:
 а - новий насос (напрацювання 1 місяць),
 б - зношений насос (напрацювання 8 місяців)

Оскільки для сигналу такої форми досить складно однозначно визначити період затухаючих коливань, при розробці програмного забезпечення було використано алгоритм визначення ЛДЗ, який передбачає знаходження спадаючої послідовності максимумів АКФ з наступною апроксимацією цієї послідовності показниковою функцією $a \cdot e^{-bt} + c$. Значення ЛДЗ приймається рівним коефіцієнту b , який знаходиться шляхом оцінки параметрів відповідної лінійної регресійної моделі за методом найменших квадратів [114]. Отримане значення не залежить від періоду коливань, тобто відповідає коефіцієнту затухання β у формулі (5.4).

Блок-схема алгоритму визначення діагностичної ознаки приведена на Рис. 5.14.



Рис. 5.14. Блок-схема обчислення діагностичної ознаки

Аналіз експериментальних даних свідчить, що вібраційний процес в ШК є нестационарним, причому зміна дисперсії явно корелює зі зміною зусилля на полірований шток на протязі періоду качання (Рис. 5.15), а математичне очікування є випадковою величиною, зміна якої найбільш імовірно обумовлена дрейфом нуля вимірювального блоку МІОС.

З Рис. 5.15 видно, що дисперсія ВС зростає після закінчення процесів сприйняття і зняття навантаження. Аналогічна обробка даних з інших свердловин свідчить, що в окремих випадках різке підвищення дисперсії відбувається вже на початку сприйняття навантаження.

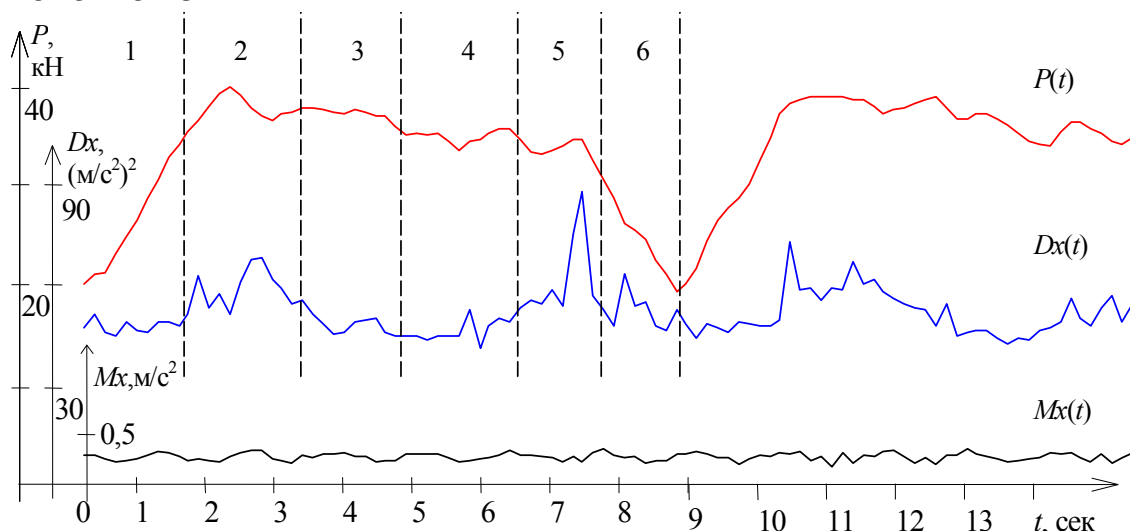


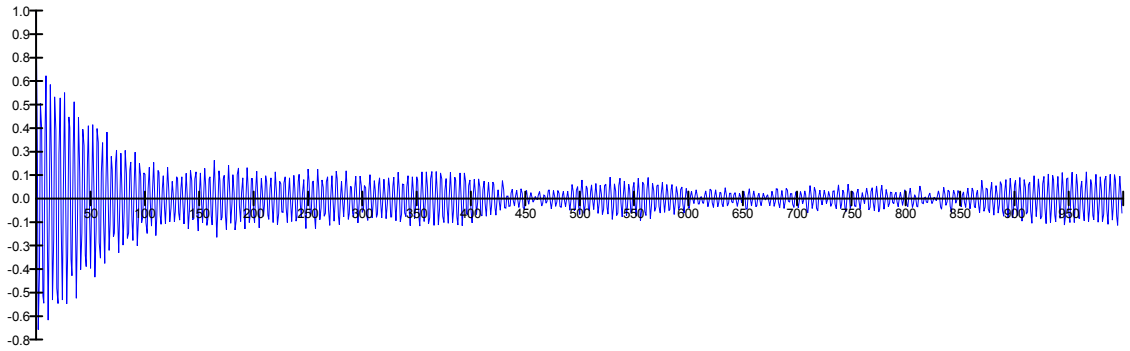
Рис. 5.15. Графіки зусилля в ШК $P(t)$, зміни математичного очікування $Mx(t)$ і дисперсії $Dx(t)$ вібраційного процесу в часі (дані з свердловини №463)

Логічно припустити, що у зв'язку з нестационарністю вібросигналу як значення, так і степінь інформативності вибраної діагностичної ознаки також змінюються на протязі періоду качання. Тому найбільш доцільно обчислювати АКФ і ДО не для всієї реалізації, а для окремих інтервалів. На Рис. 5.15 виділено інтервали, що відповідають наступним фазам періоду качання: 1 - сприйняття навантаження; 2 - початок ходу вверх; 3 - хід вверх; 4 - зняття навантаження; 5 - початок ходу вниз; 6 - хід вниз.

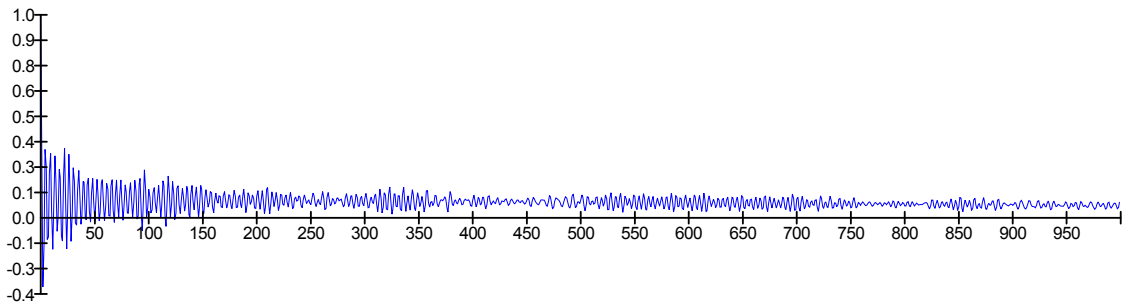
Щоб визначити, у які моменти часу діагностична ознака є максимально інформативною, для кожного з виділених інтервалів була побудована автокореляційна функція і обчислено логарифмічний декремент затухання (Рис. 5.16).

Значення ДО при ході вверх (ЛДЗ = 0.828) є приблизно вдвічі меншими, ніж при ході вниз (ЛДЗ = 1.917), а максимального значення він набуває на початку ходу вниз (ЛДЗ = 3.250). АКФ при ході вверх (після закінчення сприйняття навантаження) має явно виражену модулюючу низькочастотну складову, яка практично відсутня при ході вниз (після закінчення зняття навантаження).

Сприйняття навантаження: ЛДЗ = 1.4504



Початок ходу вверх: ЛДЗ = 1.2918



Хід вверх: ЛДЗ = 0.8275

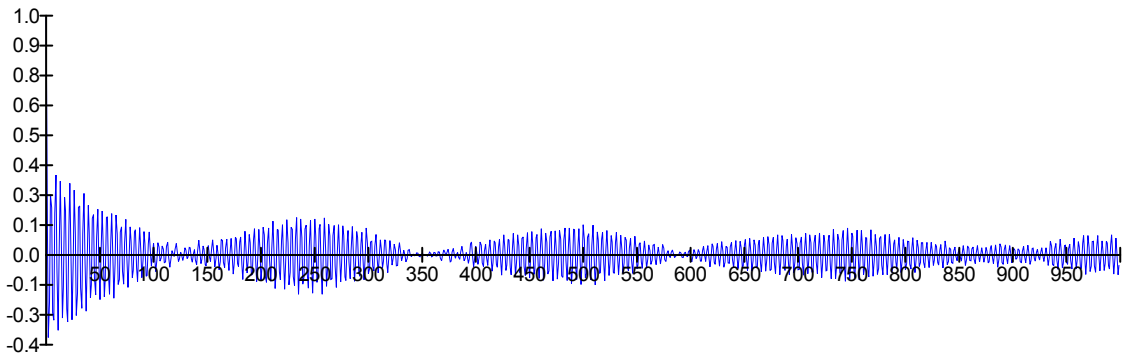
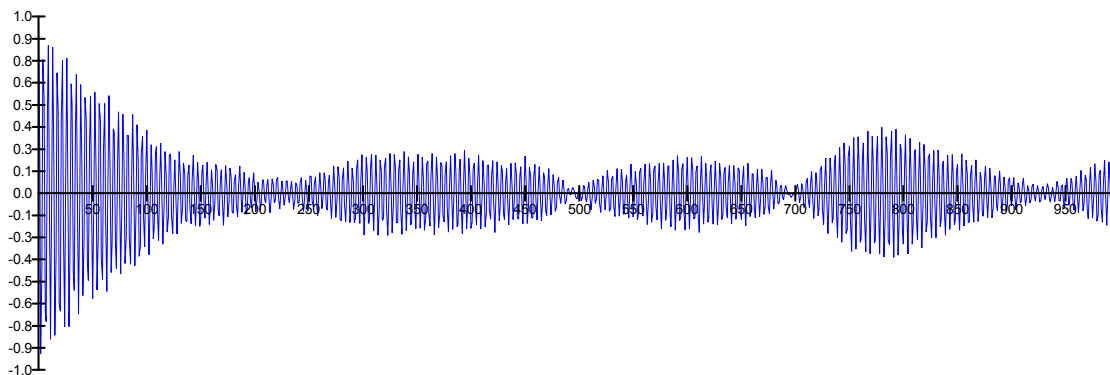
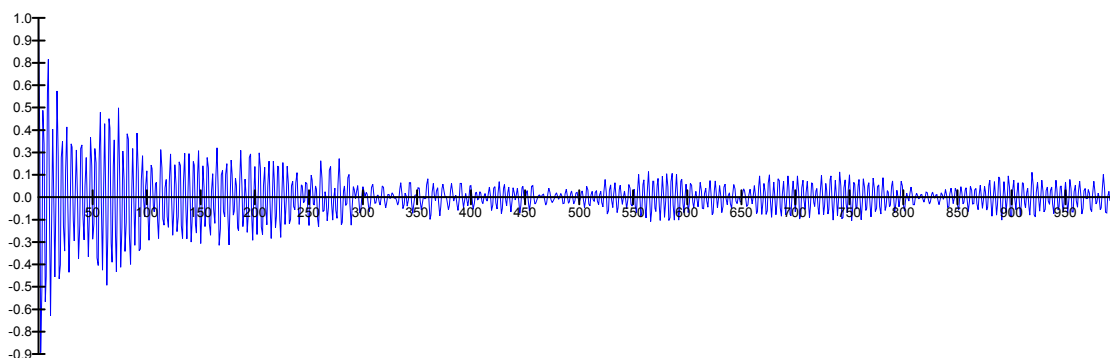


Рис. 5.16. АКФ і ДО для різних фаз періоду качання (зношений насос)

Зняття навантаження: ЛДЗ = 2.0382



Початок ходу вниз: ЛДЗ = 3.2494



Хід вниз: ЛДЗ = 1.9167

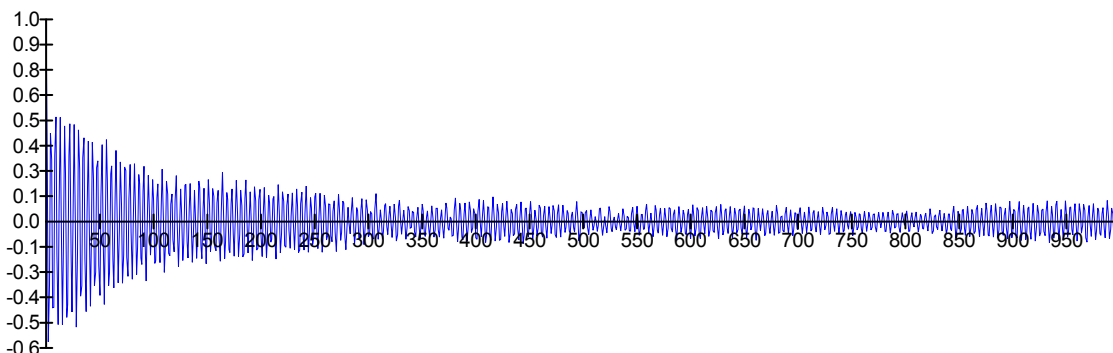


Рис. 5.16 (продовження). АКФ і ДО для різних фаз періоду качання (зношений насос)

Щоб визначити, на якому з розглянутих інтервалів вибрана діагностична ознака є найбільш інформативною, було проведено обробку експериментальних даних по свердловинах № 463, 588, 260 та 320 (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Значення ДО для насосів з різним періодом напрацювання

Напрацювання, міс.	Фаза періоду качання					
	Сприйняття навантаження	Початок ходу вверх	Хід вверх	Зняття навантаження	Початок ходу вниз	Хід вниз
Свердловина № 463						
8	1.4504	1.2918	0.8275	2.0908	3.2494	1.9167
1	1.4416	5.2938	7.2700 3	3.3368	7.1719	3.8226
3	1.9161	8.8987	8.2396	12.1847	33.9476	0.9961
Свердловина № 588						
3	4,579	10,278	8,6794	5,8849	14,6478	9,8722
4	6,0774	11,028	11,435 5	8,2287	16,8237	22,4299
5	7,817	16,4091	10,416	18,9586	24,9846	20,9256
Свердловина № 260						
4	9,4911	6,587	3,3763	4,4702	6,0178	3,8292
6	18,5288	23,0089	8,6287	15,1774	22,5872	15,9854
Свердловина № 320						
6	18,1203	22,7987	6,7227	7,5524	21,7322	6,7244

Аналізуючи таблицю, можна зробити висновок, що у більшості випадків значення ЛДЗ зростає з напрацюванням. Винятком є результати обрахунку для сильно зношеного насоса свердловини № 463, для якого діагностична ознака має менші значення, ніж для нового насосу, на який він був замінений.. Це може бути пов'язано з явищем "припрацювання" нового насосу, або з тим, що монтаж на свердловині нового насосу був виконаний менш якісно, ніж попереднього, що обумовило удари під час роботи і відповідно підвищення рівня шумової компоненти. Крім того, для свердловини № 588 значення ЛДЗ при ході вверх і ході вниз за результатами двох останніх експериментів (для часу напрацювання 4 та 5 місяців) також зменшуються з напрацюванням, але не більше ніж на 10-12%. Це можна пояснити незначною степінню залежності діагностичної ознаки на цих інтервалах від технічного стану ШГНУ, тобто ділянки ходу вверх та вниз є найменш інформативними з точки зору вибору діагностичних ознак. Найбільш вираженою є зміна ЛДЗ на ділянках сприйняття та зняття навантаження. Що стосується початку ходу вверх та вниз, то слід відмітити, що саме у ці моменти часто спостерігаються короточасні імпульсні викиди значної амплітуди, які призводять до сильно вираженої

нестационарності сигналу і відповідно до значної систематичної похибки при обчисленні АКФ, а, отже, і ЛДЗ. У таблицях 5.4 та 5.5 приведено результати обрахунку ЛДЗ для сигналу зі значною ступінню нестационарності при різних довжинах та положеннях початку інтервалу. Порівняння результатів, наведених в таблицях 5.3, 5.4 та 5.5, свідчить, що в таких випадках варіації ДО, обумовлені вибором границь інтервалів, можуть бути порівнянними з варіаціями, обумовленими технічним станом обладнання. Тому при виборі ділянок, на яких буде обраховуватися ДО, необхідно враховувати ступінь нестационарності вібросигналу.

Таблиця 5.4. Значення ДО в залежності від положення інтервалу

Номери початкового і кінцевого відліків	0...1000	1000...2000	2000...3000	3000...4000	4000...5000
Значення ДО	1.0326	1.4133	1.6607	2.1748	1.2826

Таблиця 5.5. Значення ДО в залежності від довжини інтервалу

Кількість відліків в інтервалі	5000	10000	30000	50000
Значення ДО	1.452	1.0269	1.2015	1.5234

Виходячи з усього вищесказаного, найбільш доцільно за діагностичну ознаку вибрати значення ЛДЗ під час сприйняття або зняття навантаження. З метою отримання єдиної діагностичної ознаки, яка враховує ці обидва показники прийняли відношення:

$$\Theta = \frac{\alpha_{зн}}{\alpha_{спр}},$$

де $\alpha_{зн}$ - значення ЛДЗ при знятті навантаження, $\alpha_{спр}$ - значення ЛДЗ при сприйнятті навантаження. Як видно з табл. 5.3, в усіх випадках спостерігається зростання значення вибраної ДО з часом напрацюванням, що свідчить про її інформативність з точки зору відображення технічного стану обладнання.

З метою визначення роботоздатності запропонованої ознаки було проведено вимірювання КП штангової колони ШГНУ, які відрізнялися технічним станом (періодом напрацювання), глибиною спуску насоса, характеристиками нафтового пласту та режимами експлуатації установок, через визначені періоди експлуатації (як правило – через 1 місяць). Після відпрацювання

ШГНУ, які досліджувалися, їх демонтували із свердловин і відправляли на ремонтну базу. В процесі розбирання насоса проводили детальний опис дефектів і вимірювали величину зносу елементів насоса. Всього було відпрацьовано ШГНУ по 26 свердловинах. Окремі результати наведені на Рис. 5.17. Як видно з Рис. 5.17, із збільшенням періоду напрацювання, тобто з збільшенням величини зносу вузлів і елементів глибинного насоса, значення ДО зростає незалежно від глибини його спуску, числа качань та довжини ходу плунжера, а також від характеристик нафтового пласту.

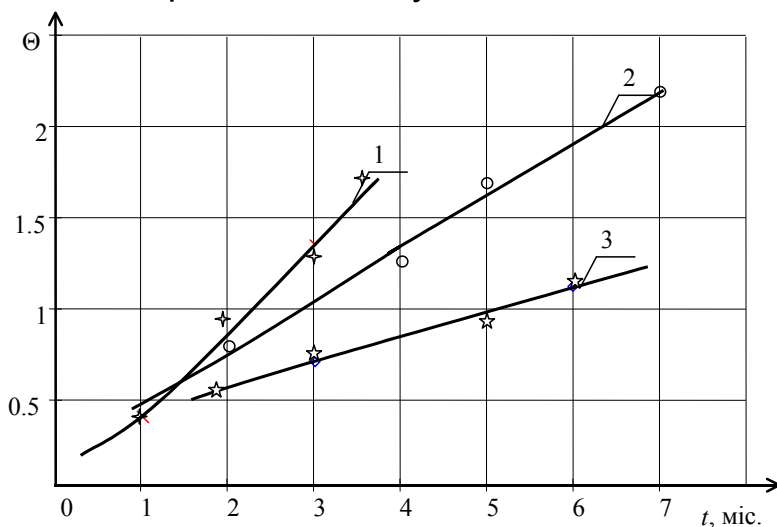


Рис. 5.17. Графік зміни ДО стану ШГНУ з часом напрацювання:
 1 – св.№463 (насос НС-38, L=2046м, S=2м, n=7), знос 58,4%;
 2 – св.№588 (насос НС-32, L=2070м, S=2,5м, n=4), знос 69,8%;
 3 – св.№260 (насос НС-32, L=1884м, S=3м, n=5), знос 34,3 %.

Оскільки вирішується задача лише контролю стану ШГНУ, то при встановленні відповідності граничного значення ДО величині зносу глибинного насоса визначався знос не окремих елементів і вузлів насоса, а проводилась інтегральна оцінка його технічного стану.

Таким чином, контроль технічного стану ШГНУ можна проводити за діагностичною ознакою Θ , яка є відношенням ЛДЗ АКФ вібраційного сигналу на інтервалах сприйняття та зняття навантаження. Дана ознака адекватно відображає технічний стан установки і дозволяє оцінити ступінь зносу її вузлів.

5.5 Визначення умов роботоздатності ШГНУ і оцінювання степені її роботоздатності з врахуванням похибки вимірювання

Поняття "роботоздатність" містить деяку невизначеність, пов'язану з тим, що між абсолютною роботоздатністю, коли ДО має номінальне значення, і абсолютною роботоздатністю, коли ШГНУ нездатна функціонувати, знаходиться скінченна кількість проміжних станів, при яких установка здатна виконувати деяку роботу, але з пониженою продуктивністю, втратою надлишкових ресурсів, тощо (вплив газового фактору, низький динамічний рівень і інш.). Не завжди очевидна межа між роботоздатним і нероботоздатним станами. Не очевидно також, при яких значеннях ДО ШГНУ повинна вважатися нероботоздатною і демонтуватися з свердловини для подальшого ремонту.

Область роботоздатності ШГНУ визначається як область зміни ДО, обмежена її допустимими значеннями, в якій установка роботоздатна.

Допустимі нижні і верхні значення ДО (Рис. 5.18) для різних об'єктів визначають з аналізу діагностичної моделі, або користуючись наближеними розрахунками:

$$\Theta_{\text{доп}} = \Theta_{\text{гр}} \pm \Delta\Theta;$$

$$\Theta_{\text{доп}} = \Theta_{\text{ном}} \cdot K,$$

де $\Delta\Theta$ – запас відносного граничного значення ДО $\Theta_{\text{гр}}$;

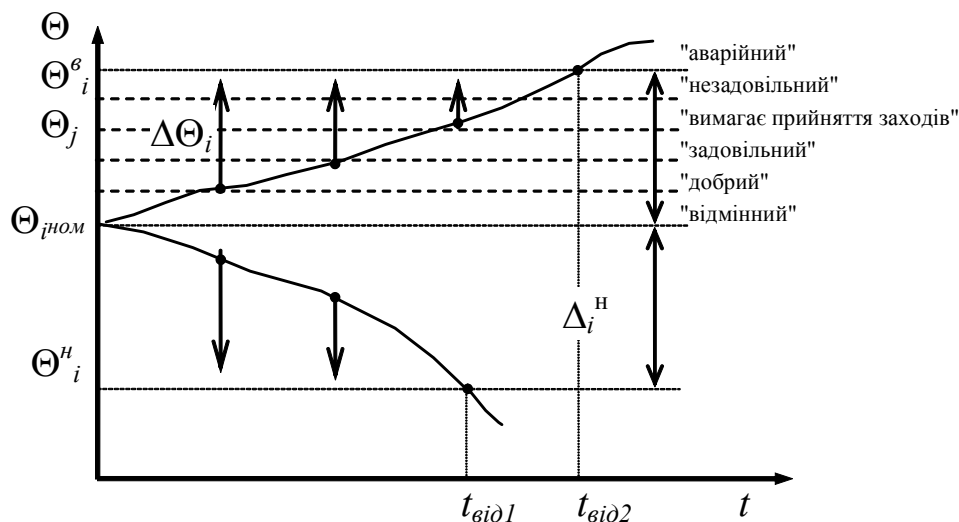


Рис. 5.18. Графік зміни запасу роботоздатності

$\Theta_{\text{ном}}$ – номінальне значення ДО;

K – коефіцієнт запаса.

Стосовно $\Theta_{\text{ном}}$, то в кожному конкретному випадку це буде значення Θ , отримане в початковий момент експлуатації ШГНУ.

Для визначення залишкового ресурсу ШГНУ по вібраційному стану необхідно знайти на скільки збільшується Θ при відпрацюванні установкою ресурсу, тобто визначити її граничне значення $\Theta_{\text{гр}}$. Це може бути зроблено лише на основі накопичення статистичних даних за результатом експлуатації ШГНУ, оснащених необхідними технічними засобами для реалізації розробленого алгоритму, що вимагає значного часу (1-1.5 років).

При відсутності статистичних даних при контролі стану об'єктів за їх вібраційним станом, задаються граничним збільшенням рівня вібрації на 6.0 Дб. Ця величина в зарубіжних стандартах [115, 116] характеризує різницю між сусідніми класами технічного стану механізмів. Наприклад, стан ШГНУ в області роботоздатності від $\Theta_{\text{ном}}$ до $\Theta_{\text{гр}}$ можна розбити на 5 станів (класів) "відмінний", "добрий", "задовільний", "потребує прийняття заходів", "незадовільний", "аварійний", де шостий стан відповідає області нероботоздатності установки. При подвоєнні рівня вібрації об'єкта рекомендується проводити його ремонт [117]. Базуючись на вказаних рекомендаціях можна для кожної ШГНУ, вимірюючи $\Theta_{\text{ном}}$ на початку її експлуатації, розрахувати $\Theta^{\text{р}}$. Однак при експлуатації об'єктів різноманітної природи не проводиться їх відпрацювання до граничного значення ДО через можливість виникнення аварійних ситуацій. Для попередження таких ситуацій вводиться запас роботоздатності. З Рис. 5.18 видно, що чим далі стан ШГНУ від границі області роботоздатності нижньої $\Theta_j^{\text{н}}$ чи верхньої $\Theta_j^{\text{в}}$, тим менша ймовірність того, що установка втратить роботоздатність в найближчий час. Віддалення значення Θ від границі області роботоздатності збільшує запас її роботоздатності і навпаки. Запас роботоздатності $\Delta\Theta_i$ через поточне значення Θ_i і граничне (нижнє чи верхнє – для конкретного випадку це верхнє значення) визначається як $\Delta\Theta_i = |\Theta_i - \Theta_j^{\text{р}}|$.

Якщо область роботоздатності розбити на 5 станів (класів), про які йшла мова вище, то умова належності значення Θ до j -го стану, наприклад, "задовільний", запишеться у вигляді:

$$\Theta_i \leq \Delta\Theta_{ij} = |\Theta_j^{\text{в}} - \Theta_j^{\text{н}}|,$$

де $\Theta_j^{\text{в}}$ і $\Theta_j^{\text{н}}$ – верхня і нижня границі j -го стану. Таким чином, при контролі технічного стану ШГНУ можна ставити діагноз типу

"відмінно", "добре", "задовільно" і т. д., у відповідності з вище прийнятими станами.

Виходячи з результатів експериментальних досліджень для умов НГВУ "Надвірнанафтогаз" при використанні глибинних насосів НСВ-32, за критичне значення ДО слід прийняти $\Theta_{кр}=2.6$, а експлуатувати ШГНУ до періоду часу, при якому ДО буде становити $\Theta=2.1\div 2.2$.

Враховуючи, що розмірності і допустимі відхилення Θ можуть бути різними при технічній реалізації кількісної оцінки зміни роботоздатності, зручно користуватися поняттям "ступінь роботоздатності", яка визначається за формулою:

$$C_i(t_v) = \frac{|\Theta_i(t_v) - \Theta_i^{гп}|}{\Delta\Theta_i}, \quad (5.5)$$

де $\Delta\Theta_i$ – допуск (область роботоздатності), $t_v = t - R$, де t – час, R – режим роботи. В цьому випадку ступінь роботоздатності змінюється в межах $[1,0]$. При перемноженні на 100 вона буде оцінюватися у відсотках (Рис. 5.19).

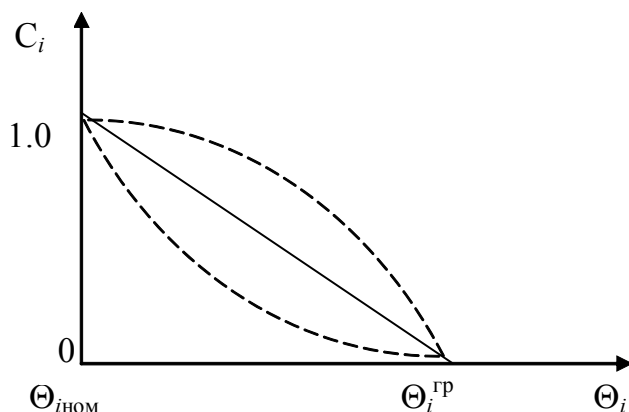


Рис. 5.19.

Залежність (5.5) може бути використана при створенні технічних засобів для контролю ступені роботоздатності. Однак, такий підхід можна віднести до точкового, оскільки він не враховує похибку вимірювання ε .

В дійсності значення вимірної ДО може знаходитися в деякому інтервалі

$$[\xi_i(t_v)] = [\xi_i(t_v) \pm \varepsilon_i] = [\inf \xi_i(t_v), \sup \xi_i(t_v)].$$

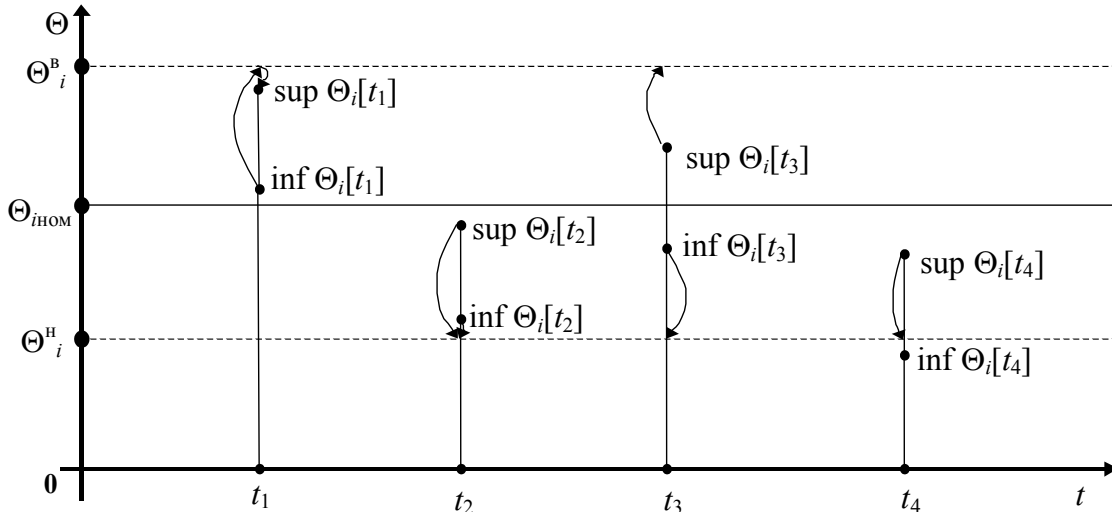


Рис. 5.20. Можливі варіанти розташування результатів вимірювань в області роботоздатності $[\Theta^B_i, \Theta^H_i]$

Можливі варіанти розташування результатів виміру в області роботоздатності $[\Theta^H_i, \Theta^B_i]$ подані на Рис. 5.20.

Сформулюємо загальні вимоги, яким повинна відповідати степінь роботоздатності об'єкта діагностування по окремій ДО.

1. Степінь роботоздатності повинна приймати значення з області $[0, 1]$.

2. Максимальне значення $C(t_v)=1$ степінь роботоздатності повинна приймати при значенні ДО, рівному номінальному, тобто $\Theta_i(t_v) = \Theta_{ном}$.

3. Мінімальне значення степеня роботоздатності $C(t_v)=0$ повинно відповідати значенню ДО рівному одному з граничних значень (верхньому або нижньому) відповідно $\Theta_i(t_v) = \Theta^B_i$ або $\Theta_i(t_v) = \Theta^H_i$.

4. Значення степеня роботоздатності повинні залежати від важливості ДО, що визначається нормуванням R_i до $\max\{R\}$, і від швидкості зміни ДО.

5. Зміни степеня роботоздатності повинні зберігати фізичний зміст процесу зміни ДО, що необхідно для зручності роботи людини-оператора системи діагностування. Під цим розуміється використання близького до лінійного перетворення відносного наближення ДО у степені роботоздатності.

З врахуванням викладеного визначимо степінь роботоздатності як значення функції, що задовольняє перерахованим вимогам і зв'язує значення відносного відхилення, важливості і швидкості зміни ДО:

$$C_i(t_v) = [\delta \Theta_i(t_v)]^{\text{rp}(t_v)}, \quad (5.6)$$

де $[\delta \Theta_i(t_v)] = [\inf[\delta \Theta_i(t_v)], \sup[\delta \Theta_i(t_v)]]$ – інтервал відносного наближення значення ДО до меж області роботоздатності; $\delta_i(t_v)$ – показник, що враховує як швидкість зміни ДО, так і його важливість у сукупності ДО.

Визначимо межі цього інтервалу. Нижня $[\inf[\delta \Theta_i(t_v)]]$ визначається по формулах:

$$[\inf_1[\delta \Theta_i(t_v)]] = \frac{\Theta_i^B - \sup[d_i(t_v)]}{\Theta_i^B - \Theta_{i\text{НОМ}}}, \quad (5.7)$$

якщо $[d_i(t_v)] \cap [\Theta_{i\text{НОМ}}, \Theta_i^B] = [d_i](t_v), \Theta_{i\text{НОМ}} \notin [d_i](t_v)$

$$[\inf_2[\delta \Theta_i(t_v)]] = \frac{\inf[d_i(t_v)] - \Theta_i^H}{\Theta_i^B - \Theta_{i\text{НОМ}}}, \quad (5.8)$$

$[d_i(t_v)] \cap [\Theta_i^H, \Theta_{i\text{НОМ}}] = [d_i](t_v), \Theta_{i\text{НОМ}} \notin [d_i](t_v)$

$$[\inf_3[\delta \Theta_i(t_v)]] = 0 \quad (5.9)$$

якщо $\Theta_i^B \cup \Theta_i^H \in [d_i(t_v)]$.

Верхня $[\sup[\delta \Theta_i(t_v)]]$ визначається по формулах:

$$[\sup_1[\delta \Theta_i(t_v)]] = \frac{\Theta_i^B - \inf[d_i(t_v)]}{\Theta_i^B - \Theta_{i\text{НОМ}}}, \quad (5.10)$$

якщо $[d_i(t_v)] \cap [\Theta_{i\text{НОМ}}, \Theta_i^B] = [d_i](t_v), \Theta_{i\text{НОМ}} \notin [d_i](t_v)$

$$[\sup_2[\delta \Theta_i(t_v)]] = \frac{\sup[d_i(t_v)] - \Theta_i^H}{\Theta_i^B - \Theta_{i\text{НОМ}}}, \quad (5.11)$$

якщо $[d_i(t_v)] \cap [\Theta_i^H, \Theta_{i\text{НОМ}}] = [d_i](t_v), \Theta_{i\text{НОМ}} \notin [d_i](t_v)$

$$[\sup_3[\delta \Theta_i(t_v)]] = 0 \quad (5.12)$$

якщо $\Theta_{i\text{НОМ}} \cap \Theta_i^H \in [d_i(t_v)]$.

На Рис. 5.20 відзначеними дугами показані відстані до меж області роботоздатності, які використовуються при розрахунку $[\inf[\delta \Theta_i(t_v)]]$ по виразах (5.7-5.9), невідміченими при розрахунку $[\sup[\delta \Theta_i(t_v)]]$ по виразах (5.10-5.11).

Величину $\sup \delta(t_v)$ можна визначити наступним чином :

$$\delta(t_v) = [\gamma_i - \Delta \Theta_i^*(t_v) + 1]^{\frac{1}{\Omega}}, \Omega = 2,3,4 \quad (5.13)$$

де $\gamma_i = R_i / \max[R_i]$ коефіцієнт важливості ДО,

$\Delta \Theta_i^*(t_v) = \overline{\Theta_i^*(t_v)} - \overline{\Theta_i^*(t_v - 1)}$ – нормована різниця першого порядку, що відбиває швидкість зміни ДО.

При визначенні ступеня роботоздатності розглядаються тільки параметри, що безперервно змінюються. Критерієм вибору

Ω є метод експертних оцінок [118], що дозволяє одержати Ω при наявності мінімальної апіорної інформації.

Виміряні значення нормуються стосовно відповідної області роботоздатності,

$$\overline{\Theta}_i^*(t_v) = \left| \frac{\Theta^*(t_v) - \Theta_i^{\text{ГР}}}{\Theta_{\text{НОМ}} - \Theta_i^{\text{ГР}}} \right|$$

де $\Theta^{\text{ГР}}_i = \Theta^{\text{В}}_i$, якщо $\Theta^*(t_v) \in [\Theta_{\text{НОМ}}, \Theta^{\text{В}}_i]$,

$\Theta^{\text{ГР}}_i = \Theta^{\text{Н}}_i$, якщо $\Theta^*(t_v) \in [\Theta^{\text{Н}}_i, \Theta_{\text{НОМ}}]$.

Збільшення підкореневого виразу (5.13) на одиницю виконано з метою зробити розрахунок степеня роботоздатності гарантованим, тому що в цьому випадку графік залежності (5.6) розташовується нижче графіка $C_i(t) = f[\delta \Theta_i(t_v)]$ для $\forall [\Theta_i(t) \in [0,1]]$ і $\inf C_i(t) \leq \inf [\delta \Theta_i(t_v)]$.

6. ДИНАМОМЕТРИЧНІ ДАВАЧІ ТА СИСТЕМИ

6.1 Загальні принципи побудови технічних засобів динамометрування

Серед традиційних методів діагностування сьогодні широко відомим є метод контролю ШГНУ за допомогою динамограм, який відображає зміну навантаження на полірованому штоку верстата-качалки. За час розвитку динамометричного методу діагностування ШГНУ, тобто від 40-х років ХХ ст. і по сьогоднішній день, технічні засоби його реалізації поступово вдосконалювались як стосовно точності, так і щодо зручності у використанні та можливостей автоматизації. Незважаючи на розробку нових конструкцій давачів навантаження, сьогодні переважна більшість українських НГВУ використовують з метою оцінки технічного стану ШГНУ гідравлічний динамограф конструкції Мінінзона, розроблений ще в 50-х роках. Конструкція гідравлічного динамографа орієнтована на відтворення динамограми на паперовій стрічці. Сучасні тенденції автоматизації в нафтовидобувній галузі призвели до необхідності розробки пристроїв динамометрування, які, з одного боку, можуть входити до складу систем управління роботою ШГНУ, з іншого – забезпечувати запис і зберігання інформації в цифровій електронній формі з можливістю її переносу до персонального комп'ютера для подальшої обробки і зберігання в базах даних. Використання з цією метою гідравлічних динамографів потребує ускладнення їх конструкції шляхом введення додаткових первинних і вторинних перетворювачів для перетворення вихідного сигналу (тиску) в електричний. Тому сучасні засоби динамометрування переважно побудовані за принципом вимірювання деформацій чутливого елемента за допомогою тензорезистивних давачів. На даний час існують різноманітні конструкції пристроїв динамометрування, які використовуються як автономно для оперативної діагностики ШГНУ, так і стаціонарно встановлюються на свердловині і входять до складу автоматизованих систем управління процесом нафтовидобутку. Досить часто в одному пристрої конструктивно об'єднані давачі навантаження і переміщення.

Існуючі конструкції давачів навантаження відповідно до місця їх встановлення можна виділити в наступні групи:

- 1) вставні між траверсами канатної підвіски;
- 2) накладні на полірований шток;
- 3) накладні на балансир ВК;
- 4) накладні на канатну підвіску.

Давачі першого типу (load cells) є найбільш близькими до традиційних гідравлічних динамографів і мають спільну з ними перевагу порівняно з давачами всіх інших типів – можливість вимірювання навантаження в абсолютних значеннях. Для гідравлічних динамографів це досягається за рахунок трудомістких операцій встановлення пристрою між траверсами канатної підвіски. Значна кількість сучасних вставних динамографів мають вбудовані засоби монтажу на зразок гідравлічних підйомників чи клинових домкратів. Чутливим елементом динамографа є металева вставка у вигляді кільця або підкови, яка розміщується в підвісці колони штанг. Деформація цього елемента, пропорційна навантаженню на колону штанг (що включає і вагу колони штанг), вимірюється, як правило, з використанням тензорезисторів. Кількість тензорезисторів – не менше двох, із розміщенням їх на протилежних сторонах чутливого елемента для компенсації нерівномірності навантаження. Вихідний сигнал напруги передається для подальших перетворень до різноманітних контролерів і блоків реєстрації.

Для прикладу на рис.3.1 приведена конструкція вставного динамографа фірми Echometer Co [119] (вперше подібна конструкція була запропонована в [120]). Вставний елемент 4 стаціонарно встановлюється в канатній підвісці. При динамометруванні в нього вставляється пристрій, який в проекції має форму підкови і включає чутливий елемент 1 і гідравлічний підйомник 2. Між чутливим елементом і вставкою 4 існує невеликий проміжок. За допомогою гідравлічного підйомника чутливий елемент притискається до верхньої частини вставки 4, після чого вставляється пластина 3, і підйомник опускається. В результаті вся вага штангової колони прикладається до чутливого елемента. Приведена похибка пристрою складає до 0.5% при діапазоні вимірюваних навантажень 0...12т. В якості первинного перетворювача використовуються 12 тензорезисторів, схема розміщення яких дозволяє зменшити похибку від неточностей монтажу. Пристрій включає акселерометр для вимірювання

переміщення полірованого штока, яке отримується шляхом подвійного інтегрування сигналу акселерометра за допомогою програмного забезпечення. Програмне забезпечення дозволяє також отримувати глибинну динамограму за наземною, здійснювати тест клапанів, обраховувати за динамограмою навантаження на валу привідного електродвигуна. Запропонована конструкція усуває основні труднощі, з якими зіштовхується інженер під час розробки давача навантаження для верстатів-качалок, а саме: нерівність поверхні траверс, різнотипність їх конструкцій, широкий діапазон навантажень на полірований шток.

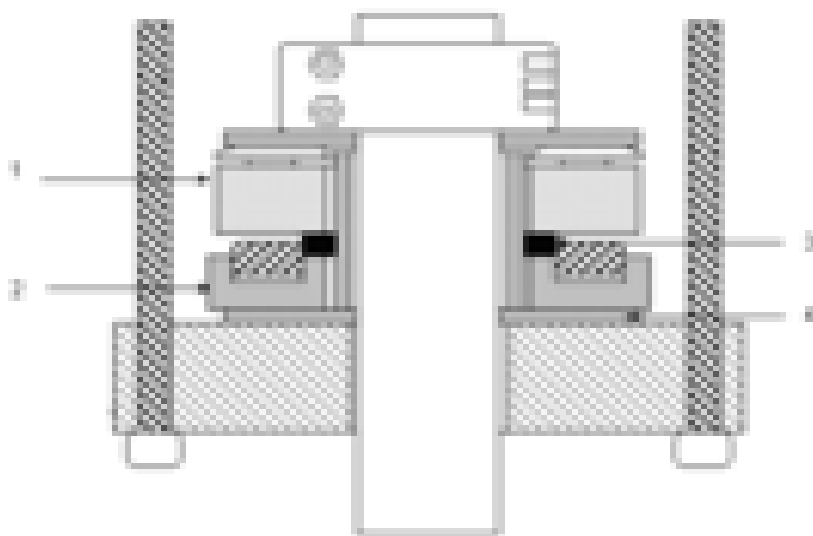


Рис. 6.1 Конструкція вставного динамографа

Вищеназвані фактори вимагають спеціального налаштування давача навантаження, що враховує особливості окремо взятої свердловини. Для даного прикладу використаний саме такий підхід, що має свої переваги, основною з яких є можливість окремого калібрування давача навантаження, що забезпечує лінеаризацію та підвищення його точності. Інша позитивна риса, притаманна даному прикладу – це прийом, що зберігає пружні силочутливі елементи від передчасного руйнування внаслідок дії циклічних навантажень. Це забезпечується тим, що в нормальному експлуатаційному стані ШГНУ навантаження на силочутливі елементи відсутнє, а наявне воно тільки під час процесу вимірювання. Щодо можливих складностей, які обов'язково повинні бути враховані проектантом – це необхідність повної довготривалої герметизації тензорезистивних перетворювачів, що у випадку терміну

експлуатації більш ніж 1 рік є завданням, що вимагає застосування спеціальних прийомів. Крім того, такий варіант реалізації вимагає наявності додаткового підйомника колони насосно-компресорних труб. Цей підхід є непоодиноким і часто зустрічається у патентах на перетворювачі навантаження індустріально розвинених країн. Як приклад можна навести давач навантаження, наведений на рис.3.2.

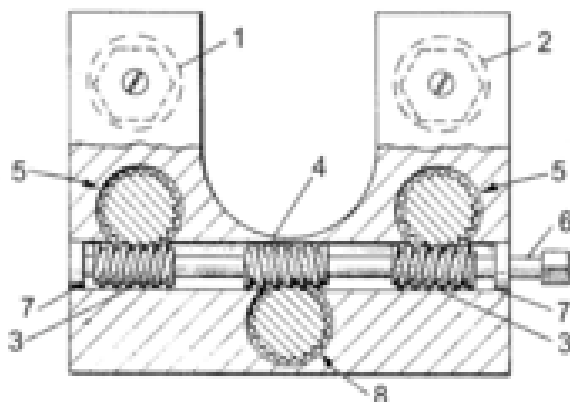


Рис. 6.2 Давач навантаження з механічним підйомним пристроєм

Як видно з рисунка, гвинтовий підйомний механізм 5,8 приводиться в дію за допомогою обертового гвинта 6. Опускаючись в корпус підковоподібного давача, опори 5,8 спричиняють стискання траверс, які перебувають під власним навантаженням колони НКТ і через деякий час навантаження розподіляється на тензометричні перетворювачі „навантаження/напруга” 1,2. Давач переходить в режим вимірювання. Після завершення процесу вимірювання оператор, обертаючи гвинт 6, розсуває траверси, знімаючи навантаження з чутливих елементів. Такий привід забезпечує значно більший коефіцієнт передачі крутного моменту, полегшуючи процес підйому/опускання траверс у порівнянні із типовим способом, коли траверси розсувають за допомогою ключа з важелем довжиною в 1м. Прикладом такого виду давачів є вставний давач фірми Echometer (США), представлений на Рис. 6.3.

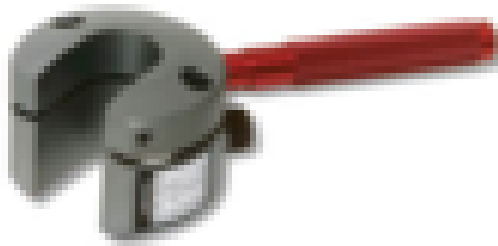


Рис. 6.3 Вставний 4" давач фірми Echometer

Давач навантаження Model 1923 Series Loadtrol [121], який використовується в системі контролю відкачки Diamond Series, забезпечує вимірювання навантажень в діапазоні 0...25т з похибкою 0.5%. Переміщення вимірюється за допомогою інклінометра. Контролер відкачки стаціонарно встановлюється на свердловині і має можливості виводу динамограм на рідкокристалічний дисплей та передачі даних до комп'ютера.

Фірмою SAC Inc. (США), яка відома розробкою контролерів для управління роботою ШГНУ (Model 2000 RPC, Model 8800 RPC, EXS-1000 POC, CS7X) [122], виготовляються як міжтраверсні давачі навантаження [123], так і накладні на полірований шток [124]. Міжтраверсні давачі відзначаються високою точністю (до 0.5%) і стійкістю до впливу зовнішніх умов (температура, вологість, електричні розряди, агресивні середовища). Давач навантаження такого типу наведений на Рис. 6.4.

Серед російських фірм – виробників динамографів слід назвати НПВО “Сіам”, ВАТ “Мікон”, “Інтек”, “Квантор” та деякі інші [125]. Розглянемо характеристики деяких вставних динамографів.



Рис. 6.4 Міжтраверсний давач навантаження Model 8800 RPC

Стаціонарний динамограф Мікон-802 [126] встановлюється між траверсами канатної підвіски і конструктивно об'єднаний в

одному корпусі з давачем положення. Робота в неперервному режимі в комплексі з АСУ дозволяє оперативно контролювати роботу ШГНУ. Діапазон вимірюваних навантажень складає 0...10т, похибка вимірювання навантаження – 1%, діапазон вимірюваних переміщень – 0...4,5м. Зв'язок з контролером здійснюється по уніфікованому каналу RS-485. Програмне забезпечення, яке призначене для роботи як із розглянутим динамографом, так і з іншими засобами контролю ШГНУ виробництва цієї ж фірми, забезпечує зчитування даних з блоку реєстрації, редагування параметрів заміру, формування звітів і експорт даних в різні формати та діагностування несправностей у роботі ШГНУ. Давач наведений на Рис. 6.5.



Рис. 6.5 Вставний давач навантаження „Мікон-802”

Динамографи серії СІДДОС виробництва ТНПВО “Сіам” [33] забезпечують автоматизацію контролю динамограм в робочому стані і при виводі ШГНУ на режим, контроль витоків в насосному обладнанні за допомогою тесту клапанів. Результати вимірювань можуть бути виведені на індикацію, роздруковані на мікропринтері, який входить в комплект пристрою, або передані в базу даних на персональному комп'ютері. Давач навантаження має дві модифікації: ДПНЗ з межами вимірювань 0...10т, монтаж якого виконується за допомогою власного клинового домкрата без розвантаження підвіски колони штанг, та ДПН-П з межами вимірювань 0...20т, монтаж якого вимагає попереднього розвантаження колони штанг. Динамографи забезпечують роздільну здатність по навантаженню 100Н [127]. До складу обох пристроїв входить давач переміщення.

Мобільний апаратно-програмний комплекс діагностики

свердловин “Квантор-3” [42] забезпечує виконання повного циклу досліджень нафтових свердловин (динамометрування, ехометрування, контроль збалансованості та ін.) і складається із блоку прийому і обробки на базі мобільного комп’ютера та вимірювальних датчиків.



Рис. 6.6 Вставний датчик „Квантор-3”, оснащений радіопередавачем

Система включає три модифікації вставних динамографів – з електронно-механічним датчиком положення, з акселерометром та зйомний (без датчика переміщення). Встановлення датчиків потребує попереднього розвантаження колони штанг. Приклад такого датчика наведений на Рис. 6.6.

Значну групу датчиків навантаження складають накладні датчики на полірований шток. Огляд патентів свідчить, що накладні датчики розроблялися ще у 70-х рр. ХХ ст., однак були орієнтовані на вимірювання поздовжньої деформації штока [128, 129] і не набули широкого розповсюдження. Основна проблема при такому способі вимірювання полягає в тому, що кріплення датчика повинно забезпечувати неможливість проковзування при поздовжній деформації колони штанг, чого практично досягти досить складно. Крім того, як показує практика, існує велика кількість свердловин, на які датчики такого типу практично неможливо встановити через мінімальну вільну відстань між траверсою і ущільнювачем на колоні НКТ, яка складає всього декілька сантиметрів. Незважаючи на це існує багато запатентованих різновидів таких датчиків, що цікаві з конструктивної точки зору і тому безперечно є такими, що заслуговують на увагу. На Рис. 6.7 зображений накладний на

полірований шток давач, що складається з двох П-подібних скоб 2 і 3, фіксованих гвинтами.

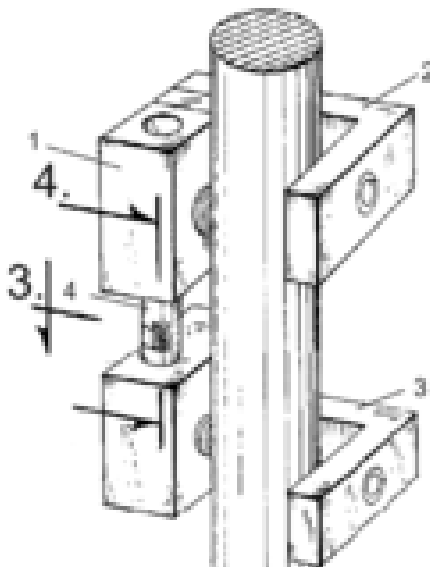


Рис. 6.7 Накладний давач навантаження з окремо винесеним чутливим елементом

В цьому варіанті перетворювача чутливий елемент, виконаний у вигляді стержня 4 з наклеєним на ньому тензодавачем, розташований паралельно до осі полірованого штока. Відповідно загальна деформація стержня буде тим більшою, чим більша відстань між зафіксованими на штоці скобами. При цьому неважко помітити, що конструкція пристрою є несиметричною з точки зору компенсації впливу вимірювального стержня, через що вноситься додаткова похибка. Прикладом завершеної конструкції є давач РС8500 фірми САС, наведений на Рис. 6.8. Для накладного давача приведена похибка складає 0.5...1% в діапазоні температур $-50...+100^{\circ}\text{C}$. По замовленню він може постачатись як в комплекті з давачем переміщення на базі акселерометра, так і без нього. Для комунікації з контролером використовується протокол MODBUS або власний протокол САС 8500 чи САС 8800 в залежності від типу контролера.



Рис. 6.8 Накладний давач навантаження PC8500 фірми SCS.

Інша конструкція, представлена на Рис. 6.9, є більш симетричною з точки зору розподілу сил. Тут елемент, що деформується, повністю огортає полірований шток. На цей елемент і наклеюються тензорезистори, які перетворюють деформацію в електричний сигнал. Товщина пружного елемента в такому випадку повинна бути якомога маншою, для мінімізації свого впливу на процес деформації полірованого штока і зменшення явищ проковзування. Фіксація елемента, що деформується на полірованому штоці здійснюється за допомогою хомутів з гвинтовими затискачами.

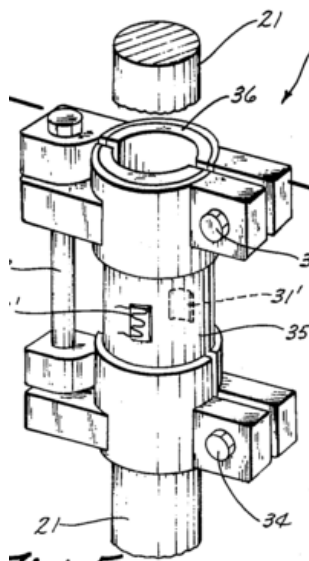


Рис. 6.9 Накладний давач з симетричним розподілом сил.

Розглянутий тип накладних давачів перетворює в електричний сигнал поздовжню деформацію полірованого штоку, однак більшого практичного поширення набув інший тип накладних давачів, що відрізняється більшою компактністю і зручністю у використанні.

Принцип дії давача, накладного на полірований шток, полягає у вимірюванні поперечної деформації полірованого штока під дією динамічних навантажень.

Поперечна деформація пов'язана з поздовжньою, яка є наслідком навантаження на колону штанг, через коефіцієнт Пуассона, який для сталі складає $\mu \approx 0.3$, тому чутливість накладних давачів лише втричі менша за чутливість вставних, при тому, що їх установка на об'єкті є більш простою і безпечною. Для вимірювання навантажень в абсолютних значеннях за допомогою такого давача так само необхідна операція розвантаження колони штанг для визначення ваги штанг. Одна з можливих конструкцій накладного давача, виконаного за таким принципом, наведена на Рис. 6.10.

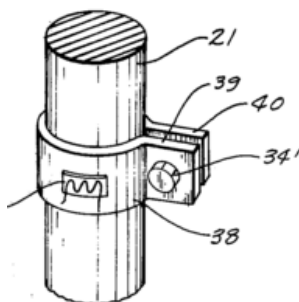


Рис. 6.10 Накладний давач для вимірювання поперечних деформацій полірованого штоку.

Тут полірований шток охоплений вимірювальним хомутом, на який наклеєний тензоміст. Для такої конструкції існують очевидні недоліки:

1) для кожного діаметра полірованого штока необхідний свій хомут;

2) хомут повинен бути надзвичайно пружним, а клей надзвичайно еластичним для того, щоб допускати операції багаторазового встановлення на полірований шток.

Модернізація та усунення вищенаведених недоліків призвела до конструкції, наведеної на Рис. 6.11.

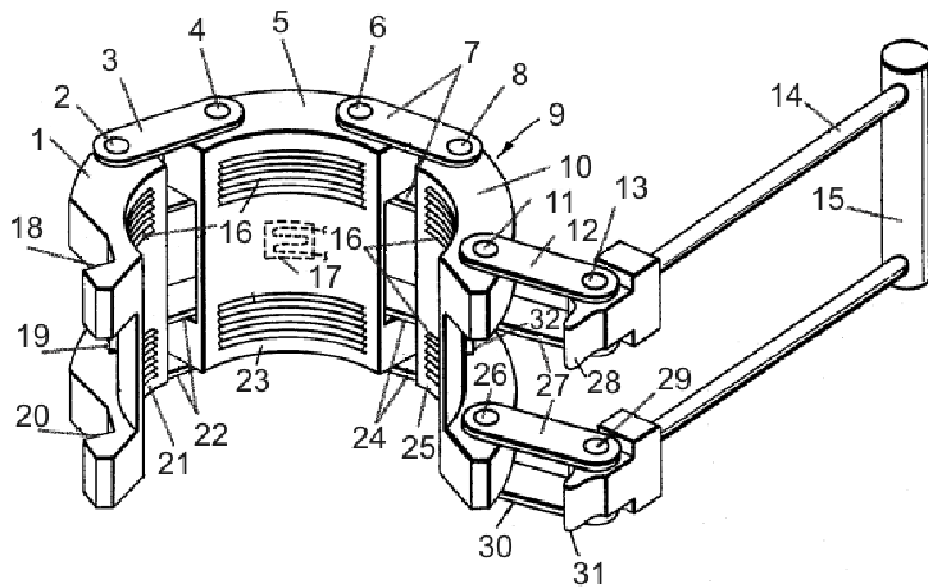


Рис. 6.11 Вдосконалена конструкція накладного динамометричного давача

Наведена конструкція забезпечує зменшення проковзування за рахунок внутрішньої насічки (поз.16) та можливість багатократного встановлення на полірованому штоці за рахунок секційної конструкції (поз.1,5,10) та замка, що складається з важеля 14, ручки 15, стопових зубців 28, 31, які входять в зачеплення із виступами 18 та 20 на секції 1. Таким чином конструкція забезпечує швидке замикання. Тензорезистори 17, 19, 32 перетворюють поперечне переміщення, зумовлене деформацією, в корисний електричний сигнал. Така конструкція є нечутливою до похибки дійсного діаметра полірованого штока у порівнянні із теоретичним. Проте недолік, пов'язаний із відповідністю різних діаметрів полірованих штоків до діаметра давача, залишається. Це зумовлює необхідність застосування давача, розрахованого на конкретний діаметр (наприклад 22мм) штока, хоча похибка виготовлення полірованого штока (наприклад 21мм замість 22мм) вже несуттєва.

Щодо ваги штанг, числове значення якої необхідне для процесу вимірювань, то в принципі вага штанг може бути розрахована і теоретично, якщо відомий динамічний рівень рідини в затрубному просторі і конструкція колони штанг, однак точне її врахування при побудові динамограми ускладнюється наявністю тертя та можливих дефектів насосного обладнання. Однак для діагностування найбільш поширених дефектів має значення, як

правило, лише форма динамограми, відтворення якої при використанні накладних на полірований шток давачів є так само гарантованим, як і для вставних динамографів. Типова конструкція сучасного давача накладного типу приведена на Рис. 6.12. Слід зауважити, що давачі такого типу відомі також як розтягоміри або ексітометри. Деформація чутливого П-подібного елемента (5) вимірюється за допомогою наклеєних на нього тензорезисторів (14,15,22,23). Використання тензорезисторів зменшує габаритні розміри механічних вузлів давача і в більшості випадків спрощує його конструкцію, але разом з тим породжує і ряд відомих проблем, серед яких значна залежність від теплових ударів, низька стійкість до дії парів та рідин, руйнування клейових з'єднань (повзучість), тощо[130]. Для забезпечення похибки вимірювань близько 0.5% за кордоном використовують напівпровідникові тензомостові структури, виконані за інтегральною технологією в умовах серійного виробництва.

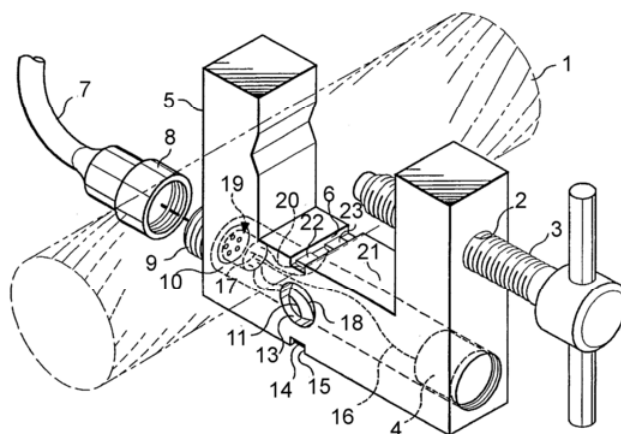


Рис. 6.12 Конструкція накладного на полірований шток давача

Внаслідок наявності притискного гвинта (3) та різьби в отворі скоби (2) стає можливим використання одного і того ж самого давача для вимірювань на різних діаметрах полірованого штоку (1). Як видно з рисунка, дана конструкція містить послаблюючий отвір – концентратор деформації (18) та акселерометр (4), за допомогою якого можна вимірювати переміщення полірованого штоку в часі за допомогою подвійного інтегрування по часу знятого з нього сигналу. Сигнали навантаження та прискорення передаються на мікропроцесорний блок обробки інформації за допомогою з'єднувального кабелю (7), який під'єднується до

скоби за допомогою роз'єму (8,9). В нижній частині корпусу П-подібної скоби (5) зроблений отвір (10), через який проводяться з'єднувальні провідники до тензорезисторів та акселерометра. Як показує практичний досвід розробки давачів такого типу, існує проблема послаблення різьбового з'єднання під час процесу вимірювання, що призводить до додаткової похибки. Для усунення такого явища необхідні запобіжні заходи, серед яких можуть бути застосовані підпружинення гвинта шляхом розміщення додаткової пружини на гвинті (3), або застосування контргайки, також розміщеної на гвинті. Останній спосіб є менш зручний у користуванні, однак більш чітко фіксує гвинт, запобігаючи послабленню різьбового з'єднання.

Характеристики деяких накладних давачів навантаження приведені в табл.6.1. Всі ці пристрої призначені для оперативного контролю технічного стану ШГНУ і мають приблизно однакові функціональні можливості: вимірювання і запис динамограм в пам'ять пристрою, вивід динамограми на рідкокристалічний індикатор та передачу даних до комп'ютера. Пристрої ДН-9 [195], Микон-101 [196] та УДС-25ДЭ [197] містять, крім динамографа, ехолот для вимірювання рівня рідини в затрубному просторі.

Таблиця 6.1 Характеристики накладних давачів навантаження

Давач	Виробник	Діапазон вимірювань	Похибка	Маса (габарити)
ДН-9	Интек	50 т	допустима межа похибки 5% (роздільна здатність 10кг)	500×300×140
Микон 101-00		12 т	допустима межа похибки 5%	7.6 кг
УДС-25-1	В-1336	10т	допустима межа похибки 1.5%	8 кг
СИДДОС	ТНПВО "Сіам"	10 т	роздільна здатність 10 кг	2.8 кг
(Beam Sensor)	САС	не вказ.	приведена похибка 0.5...1.0%	не вказ.

Для обох розглянутих типів динамографів вимірювані деформації є досить незначними (наприклад, для давача накладного типу при діаметрі полірованого штока 22мм деформація від навантаження в 1 тону складатиме біля 1 мкм), в зв'язку з чим їх роздільна здатність по навантаженню обмежується похибками, які вносяться вимірювальною частиною, насамперед температурними. Оскільки давачі такого типу звичайно встановлюються на поліровану штангу, яка уже перебуває під навантаженням, вони не вимірюють деформацію, починаючи з ненавантаженого стану. Отже, вони вимірюють тільки відносні зміни, а не абсолютне навантаження. Для вимірювання абсолютного навантаження навантаження в 2,5 – 5 т повинне вимірюватися на полірованому штоці перед установкою давача. Це вимагає використання додаткового устаткування і людей, при цьому насос має бути зупиненим. Зупинка насоса є небажаною, оскільки може пройти декілька годин після перезапуску верстата-качалки, аж поки режим роботи свердловини знову досягне стійкого стану і дозволить проводити багаторазове динамометрування.

Принцип дії давачів, які кріпляться на балансир верстата-качалки, полягає у вимірюванні деформації згину балансира, зумовленої прикладенням до нього навантаженням. Аналітичну залежність між деформацією балансира і навантаженням на полірований шток розглянуто, наприклад, в [131]. При вимірюванні деформації балансира довжина чутливого елемента може бути вибрана досить значною порівняно з давачами перших двох розглянутих типів, для яких розмір чутливого елемента обмежується конструктивними особливостями ШГНУ (наприклад, установка вставного динамографа призводить до піднімання плунжера в циліндрі насоса на величину, рівну висоті чутливого елемента, що, взагалі кажучи, зумовлює роботу ШГНУ в процесі вимірювання в режимі, децю відмінному від робочого, тому розмір чутливого елемента повинен бути мінімальним). В зв'язку з цим вимірювані деформації є значно більшими, що дозволяє використати інші типи перетворювачів переміщення, більш стійкі до експлуатаційних умов, та досягти більшої роздільної здатності по навантаженню, хоча результуюча деформація балансира включає не тільки складову, зумовлену навантаженням на полірований шток, але й складову, що виникає внаслідок

коливань верстата-качалки. Балансирні давачі, як правило, використовуються у складі стаціонарних систем динамометрування [132, 133], що пов'язано з відносною складністю їх установки і регулювання порівняно з давачами всіх інших типів. Типова конструкція балансирного давача наведена на Рис. 6.13.

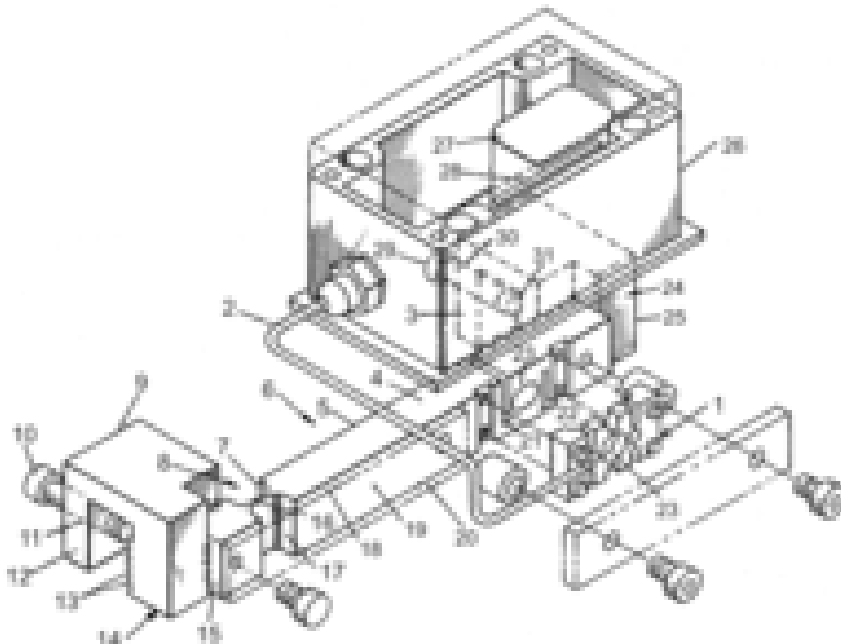


Рис. 6.13 Типова конструкція балансирного давача

Такий давач закріплюється на балансірі за допомогою двох загострених на кінці стопорних гвинтів 10, 29. В коробці 26 міститься електронна частина перетворювача навантаження разом із перетворювачем переміщення 27 (інклінометричного типу). Скоби 9, 24 з нанесеною насічкою 13, 31 служать для фіксації пристрою на балансірі верстата-качалки. Перетворювач навантаження для такого давача кільцевого типу з наклеєними на кільці тензорезисторами (1), представлений на Рис. 6.14. Для ослаблення впливу несучої планки 19 на передачу сил до перетворювача 1 в планці зроблені пази 21, 22. Рівномірність прикладення навантаження забезпечується розташуванням відповідних пазів в та отворів 8, 15, 10, які з точки зору прикладення сил розділяють суцільну деталь на три частини 3, 16 та 9. Частини 3 та 9 фіксуються до основної планки за допомогою гвинтів 4. В силовимірювальному кільці розташовані тензорезистори сигнали з яких по кабелю 2 передаються до електронної системи.

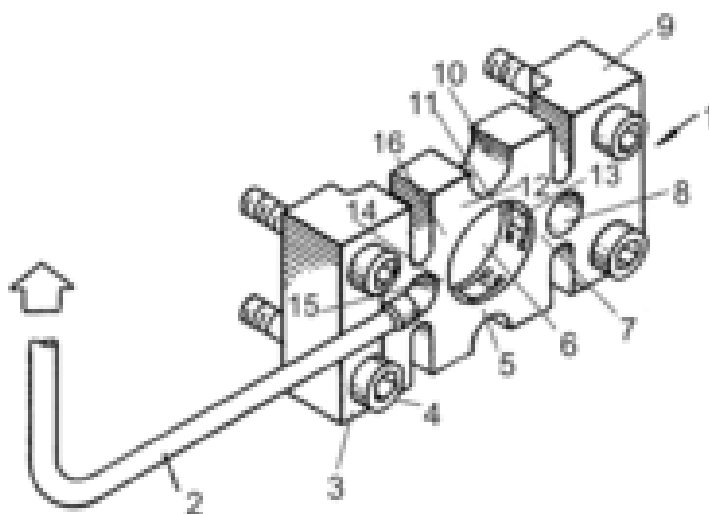


Рис. 6.14 Перетворювач навантаження для давача балансного типу

При конструюванні балансирних давачів навантаження слід мати на увазі, що для них можуть бути застосовані не тільки тензорезистивні перетворювачі, але й перетворювачі індуктивного типу, для яких відсутні проблеми, притаманні клеєвим з'єднанням. Це стає можливим внаслідок значної довжини балансиру, що дозволяє одержати переміщення чутливого елемента в залежності від згину балансиру порядку 1..5мм. До середини 90-х років ХХ ст. індуктивні перетворювачі потребували складних схем обробки сигналів з використанням балансних модуляторів, перемножувачів, тощо. Це в значній мірі відштовхувало розробників. На сучасному етапі існують спеціалізовані мікросхеми, які дозволяють значно спростити розробку електронної частини таких перетворювачів. Перевагою індукційних перетворювачів є їх значна стійкість до впливу несприятливих кліматичних факторів та стійкість до шкідливих механічних імпульсних впливів.

Давач навантаження, який закріплюється на балансири, застосовується в контролері System 60 [203] фірми Delta-X (що входить до складу Lufkin Automation, як і корпорація Nabla, також відома розробкою і впровадженням засобів контролю ШГНУ). Давач має функцію автоматичного коректування нуля для компенсації температурних змін. Для вимірювання переміщення полірованого штока використовується інклінометр, давач кутового положення або безконтактний перемикач, який вимірює початкову позицію кривошипа. Контролер відключає установку при

виявленні стану відкачки на заданий період часу, який розраховується на основі інформації про час відкачки і простою за останні 24 години. Динамометрична інформація виводиться на графічний дисплей та зберігається в пам'яті контролера.

Можливі нетрадиційні способи вимірювання навантаження, які не передбачають використання тензорезистивних або індуктивних перетворювачів. Один з таких способів передбачає використання ультразвукових коливань для вимірювання навантаження в полірованому штоці верстата-качалки. Дія такого приладу базується на тому, що швидкість звуку, або акустична швидкість в матеріалі, змінюється пропорційно до величини навантаження матеріалу, і на тому, що підвісна система насосної штанги забезпечує доступ до ненавантаженої частини штанги (поз. 1 на Рис. 6.16), яка може бути використана для встановлення нульового рівня навантаження і, таким чином, дозволяє виміряти абсолютне навантаження у навантаженій частині штанги. Зміна акустичної швидкості з навантаженням відома як акустоеластичність і є добре відомим феноменом. Існують різні приклади використання цього ефекта для визначення рівня навантаження для різних металів. Проте, не дивлячись на експериментальні роботи, які були зроблені з акустоеластичним ефектом, жоден практичний прилад, що використовує цей ефект, не був широко впроваджений з ряду причин. Найбільшою причиною є звичайно відсутність ненавантажених еталонів. Акустична швидкість є також функцією внутрішньої структури металу і, таким чином, може значно коливатися для різних екземплярів матеріалу. В даному приладі проблема вирішена шляхом використання ненавантаженої частини полірованої штанги як нульового еталону, причому ця ненавантажена частина наближена до навантаженої частини, де ведуться вимірювання навантаження. Обидві частини полірованого штоку перебувають в приблизно однакових температурних умовах. Аналітично акустоеластичний ефект виражається наступною залежністю:

$$v = v_0 \cdot (1 + K \cdot s),$$

де

v - швидкість звуку в навантаженому матеріалі,

v_0 - швидкість звуку в ненавантаженому матеріалі,

K - акустоеластична константа матеріалу,

s - навантаження матеріалу.

Схема такого перетворювача наведена на Рис. 6.15. Принцип його роботи полягає у вимірюванні часу проходження ультразвукових імпульсів в середовищі полірованого штоку, що знаходиться під змінним навантаженням.

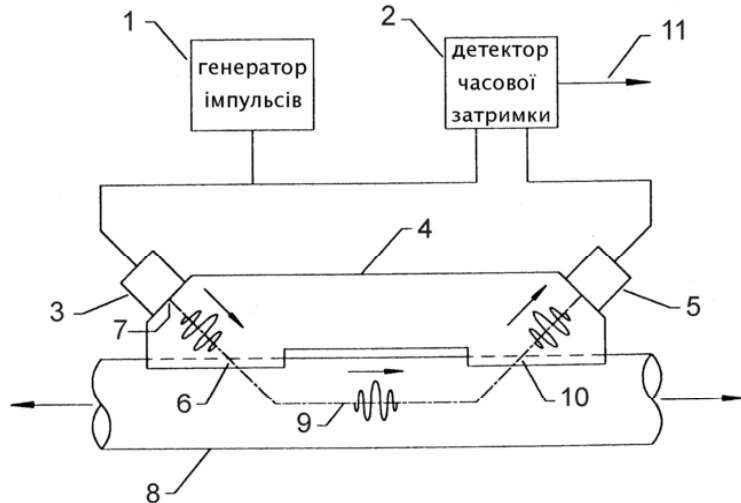


Рис. 6.15 Ультразвуковий вимірювач навантаження на полірованому штоці верстата-качалки

Імпульси формуються за допомогою генератора ультразвукових імпульсів (1), сигнал з якого надходить на часовий детектор (2) двома шляхами: з затримкою через акустичний канал і без затримки через електричний. Акустичний канал складається з: випромінювача ультразвукових імпульсів (3), корпуса (4), що задає фіксовану відстань між випромінювачем та приймачем, узгоджувачами імпедансів ультразвукових коливань (6,10) полірованого штоку верстата-качалки (8) та приймача ультразвукових імпульсів (5). Кріплення корпуса до полірованого штоку може здійснюватись за допомогою постійного магніту, з якого цей корпус може бути виготовлений.

В залежності від напруженості полірованого штоку змінюються часові параметри проходження через нього ультразвукових коливань. Тому сигнал з виходу часового детектора (11) буде пропорційний до навантаження, прикладеного до полірованого штока. Крім того, цей сигнал буде пропорційний і до температури полірованого штоку, що для даного випадку є паразитним явищем. Тому для практичного використання придатна схема, наведена на Рис. 6.16.

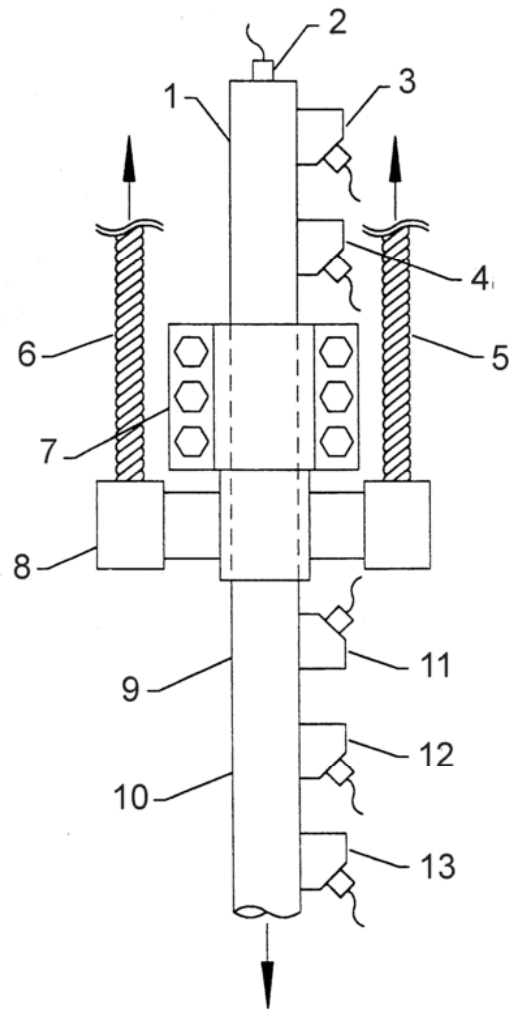


Рис. 6.16 Практична схема ультразвукового динамографа з термокомпенсацією

На рисунку наведені: полірований шток верстата качалки (1), канати підвіски (5,6), траверса (8), кліпса на шток(7), за допомогою якої зусилля з полірованого штоку передається на траверсу і на канатну підвіску. При цьому полірований шток, що знаходиться вище місця закріплення кліпси, є розвантаженим, а нижче – повністю навантаженим. Така схема є ускладненою в порівнянні із попередньою, однак дозволяє забезпечити кращі метрологічні характеристики. Принцип роботи полягає в наступному: вимірювання швидкості проходження сигналу в ненавантаженій частині полірованого штоку (1) здійснюється за допомогою передавача акустичних імпульсів (2) та приймачів (3,4). Прийом імпульсів здійснюється за допомогою двох приймачів, і за відомою відстанню між приймачами (3) і (4) вимірюється різниця в часі між прийнятими сигналами при розвантаженому полірованому штоці.

Для навантаженої частини (9) полірованого штока, який відбувається аналогічний процес вимірювань, з використанням випромінювача (11), та приймачів (12,13). При цьому величина затримки між прийомами сигналів двома приймачами в навантаженій частині полірованого штоку (9) буде відмінною від такої ж величини в ненавантаженій частині (1), і ця відмінність в основному буде визначатись величиною прикладеного навантаження. Слід зауважити, що необхідність використання методу двох приймачів зумовлена різною тривалістю акустичного тракту приймача та передавача, що вносить додаткову похибку в процес вимірювання.

До недоліків такої конструкції слід віднести значно більш складну, у порівнянні з іншими типами вимірювачів, електронну частину, що зумовлює необхідність використання цифрових сигнальних процесорів та складних математичних алгоритмів обробки акустичних сигналів. Крім того, така конструкція не враховує однієї експлуатаційної особливості ШГНУ, яка полягає в тому, що у випадку занадто ущільненого гирла свердловини можливий значний лінійний градієнт температури полірованого штока, який нагрівається від тертя об ущільнювач. Причому температура полірованого штока може сягати 100 °С під час перехідних процесів, коли подача нафти на поверхню відсутня. В такому випадку вимірювання за схемою Рис. 6.16 неприйнятні через значну температурну похибку, оскільки ненавантажена частина полірованого штоку буде мати значно меншу температуру, ніж навантажена, яка розташована ближче до ущільнювача.

Існують повідомлення про розробку динамографів, накладних на канатну підвіску, наприклад, виробництва D-Jax Corp. (США) [208]. Такий динамограф забезпечує відтворення форми динамограми з точністю, достатньою для якісної оцінки роботи ШГНУ, хоча і недостатньою для детального кількісного аналізу, що зумовлено різними факторами, наприклад, крутильними деформаціями канату, що вносять додаткову похибку.

Міжтросовий динамограф – це, як правило, повністю механічна конструкція, що відрізняється простотою в експлуатації. Схематично встановлення такого динамографа показано на Рис. 6.17. Тут (1)..(6) – верстат-качалка, з

електричним обладнанням (1), пусковим реле (2), асинхронним електродвигуном (3), балансиром (4) та голівкою балансира (5) до якої закріплені троси канатної підвіски (6) і (18). Динамограф вставляється міжтросово шляхом деформації початкового стану тросів (6) і (18) до стану (7) і (17) за допомогою гвинтових механізмів (11) та (19,20). Гвинтові механізми мають зручні важелі, тому установка такого приладу труднощів не викликає. Вимірювання переміщення здійснюється за допомогою котушки (16) на якій намотаний тонкий нерозтяжний шнур, прикріплений за допомогою магнітного фіксуючого пристрою (23) до нерухомої арматури обв'язки свердловини (24). Котушка підпружинена внутрішнім механізмом і забезпечує пересування паперової стрічки, на якій відображається динамограма. При зміні навантаження на канатну підвіску під час робочого циклу змінюється прогин тросів (7) і (17), які, будучи зв'язаними із пружинним поворотним механізмом (21), зумовлюють відхилення стрілки самописця (27), пропорційно до зміни навантаження. Це в сукупності з рухом паперової стрічки призводить до відтворення динамограми (26).

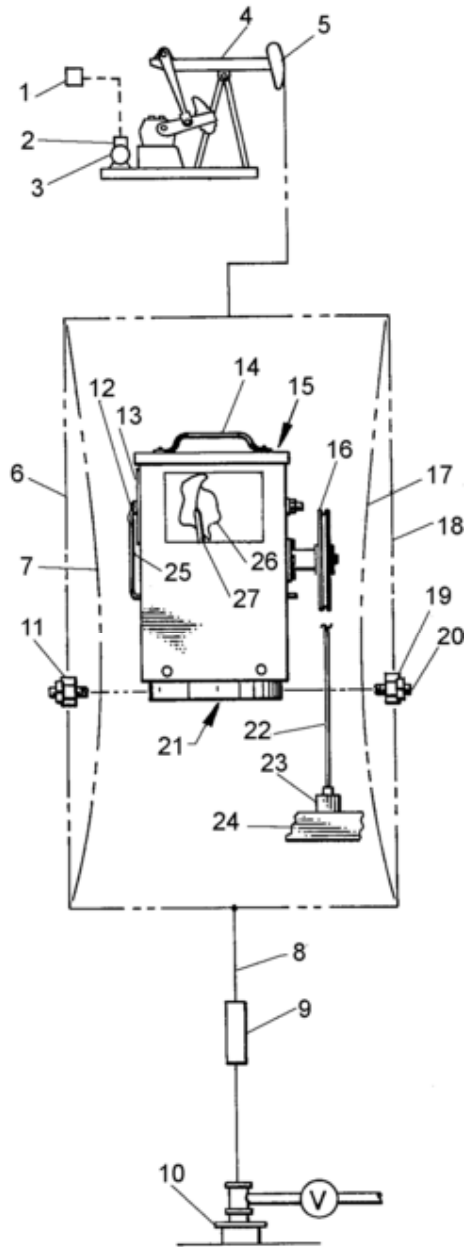


Рис. 6.17 Схема встановлення міжросового динамографа

Пристрій містить зручну для встановлення ручку (14) яка розміщена на корпусі (15) приладу. Більш детально конструкція приладу наведена на Рис. 6.18.

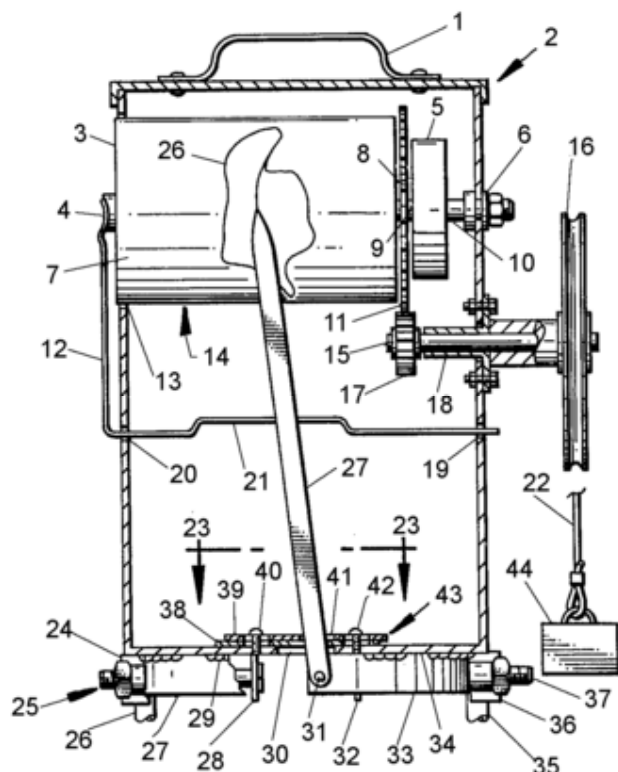


Рис. 6.18 Конструкція мікрососового динамографа

Тут (1) – ручка приладу, (2) – верхня кришка корпусу, (3) – барабан самописця, (4) – стопор барабана, (5) – стрічкова пружина, (6) – втулка несучої осі, (7) – паперова стрічка, (8) – ведене колесо редуктора, (9) – роз'єм для кріплення барабана, (10) – вісь барабана, (11) – знижувальний редуктор, (12) – важіль стопора барабана, (13) – вікно для кріплення барабана, (15) – вісь, що з'єднує котушку (16) з редуктором, (17) – ведуче колесо редуктора, (18) – втулка осі редуктора, (19, 20) – корпусні отвори для важеля стопора барабана, (21) – вигин важеля для розміщення пера самописця (27). (22) – тонкий нерозтяжний шнур для вимірювання переміщення, (44) – магнітне кріплення нерухомого кінця шнура, (24, 36) – гвинтові механізми для кріплення на троси, (27, 33) – пружина пера самописця, (28, 32) – фіксатори пружини (27, 33). (39...43) – кріплення фіксаторів до несучого корпусу. Описана конструкція є повністю механічною, оскільки не містить навіть гідравлічних перетворювачів, і тому може бути виконана з точки зору експлуатації максимально надійною. Така конструкція допускає встановлення простих електромеханічних перетворювачів, а габарити корпусу дозволяють легко розмістити в ньому мікроЕОМ, що відіграватиме роль накопичувача інформації. Основний недолік такого способу

одержання інформації, як було вже відмічено вище – принципова нелінійність залежності "навантаження /інформаційний сигнал", пов'язана із внутрішнім структурним тертям складових металічного тросу канатної підвіски.

Підсумовуючи викладену інформацію, можна зробити наступні висновки:

1) кожна із розглянутих конструкцій давачів навантаження має певні переваги і недоліки, які визначають переважну область їх застосування: для оперативного контролю – накладні на полірований шток або канатну підвіску (останні менш поширені), а також міжтраверсні та традиційні гідравлічні; для стаціонарних систем контролю технічного стану та управління процесом нафтовидобутку – накладні на балансир або міжтраверсні;

2) найвищу точність при вимірюваннях навантаження забезпечують зараз міжтраверсні динамографи, які також дозволяють отримати динамограму в абсолютних значеннях, на відміну від давачів всіх інших типів;

3) апаратно-програмне забезпечення сучасних пристроїв динамометрування включає: а) сукупність давачів і первинних перетворювачів; б) мікропроцесорний модуль для організації процедури вимірювання, зберігання та індикації результатів та передачі даних до ПК; в) програмне забезпечення ПК для прийому і обробки вимірювальної інформації та інтегрування результатів обробки в глобальні АСУ нафтопромислів;

4) існує тенденція до створення комплексних систем і пристроїв, що забезпечують одночасне вимірювання декількох величин.

6.2 Конструювання силовимірювальних перетворювачів

Вимірювання сил здійснюють двома способами. Перший спосіб заснований на вимірюванні деформації (тензометруванні) вузлів, що передають або сприймають досліджувану силу. Можливість використання цього способу вимірювання сил визначається декількома умовами. Перш за все матеріал об'єкту наклейки тензорезисторів повинен в діапазоні вимірювань сил обов'язково працювати в межах пропорційності, інакше деформація буде нелінійно пов'язана з силою, що визначається, що істотно ускладнює обробку результатів, і тому можуть мати місце похибки внаслідок гістерезису. Крім того, вимірювана

деформація повинна бути однозначно пов'язана з силою, що визначається, інакше в результат будуть внесені похибки, викликані дією інших сил. Бажано, щоб тензометрована деталь була легкозйомною, щоб вона могла бути піддана градуванню. Якщо цього зробити не можна, то форма такої деталі повинна бути достатньо простою, а поперечний перетин відомий з достатньою точністю, з тим щоб сили можна було визначати розрахунковим шляхом по деформаціях, не вносячи неприпустимої похибки в результати визначення значень сил. Нарешті, робочий перетин тензометрованої деталі повинен бути таким, щоб напруги в ній при максимальній вимірюваній силі склали не менше 0,05—0,06 ГПа (для сталі); при менших напругах чутливість такого способу вимірювань сил недостатня. У тих випадках, коли це можливо, при проведенні досліджень вдаються до зменшення перетину деталі, яка використовується для силовимірювання, змінюючи її розміри механічною обробкою (сточування, фрезерування і т. д.). З точки зору використання такого методу при діагностуванні ШГНУ слід зауважити, що він не може бути використаний як промисловий, а тільки як дослідно-експериментальний.

Інший спосіб визначення сил полягає у введенні спеціального тензорезистивного перетворювача сили в розрив досліджуваної силової ланки (динамометрування). При цьому одержують точніші результати, оскільки можна використовувати силовимірювачі, що піддаються попередньому градуванню, виконані зі спеціальної сталі. Додаткові силовимірювачі дозволяють вимірювати значення сил, коли безпосередня наклейка тензорезисторів на об'єкт дослідження дуже складна або практично неможлива (наприклад, на багатожильних канатах). На час випробувань силовимірювачами можуть замінюватися окремі деталі досліджуваної машини; наприклад, одна ланка, що має складну конфігурацію, може бути замінена для вимірювання сил спеціальною силовимірювальною ланкою.

Силовимірювачі можуть бути багатоконпонентними, якщо необхідно в результаті експерименту одержати окремі складові діючих сил.

Не зупиняючись на вимірюванні сил за першим способом (оскільки цей спосіб зводиться до розрахунку сил, що визначаються за величинами виміряних деформацій), розглянемо

декілька основних конструкцій силовимірювачів, що можуть застосовуватись для динамографування ШГНУ.

В даний час промисловість випускає декілька типів силовимірювачів. Проте з їх допомогою можна вирішувати тільки обмежену (хоча і досить значну) кількість завдань. Це пов'язано в першу чергу з усталеними габаритними розмірами таких силовимірювачів, які можуть не вписуватися в конструктив необхідного динамографа.

У табл. приведені схеми чутливих елементів, що застосовуються для тензорезистивних силовимірювачів, і основні формули для їх розрахунку. Коефіцієнти перетворення силовимірювачів відповідають співвідношенню: $K = \frac{n\varepsilon_t}{P}$ мкМ/м*Н-1, де P — вимірювана сила, Н.

У графі 4 приведені розрахункові формули, за допомогою яких можна визначати прогин, деформацію або кут закручування чутливого елемента.

Для вимірювання сил часто застосовують чутливі елементи у формі стрижня (табл. **Error! Reference source not found.**, схема 1). Перетин стрижня може бути прямокутним, круглим або профільним, наприклад у вигляді двотавра. На стрижні у напрямі поздовжньої осі з однією або з двох сторін симетрично наклеєні активні тензорезистори. Впоперек осі можуть бути наклеєні відповідно один або два тензорезистори температурної компенсації. Якщо застосовують два активних тензорезистори, то їх включають послідовно в одне плече напівмостової схеми, що в значній мірі виключає вплив деформацій згину стрижня на результати вимірювань. Компенсаційні тензорезистори включають в інше плече мостової схеми; окрім забезпечення термокомпенсації, тензорезистори, наклеєні впоперек, збільшують коефіцієнт перетворення в $(1 + \mu)$ разів, де μ - коефіцієнт Пуассона (приблизно на 30% для чутливого елемента із сталі), за рахунок дії на ці тензорезистори поперечних деформацій.

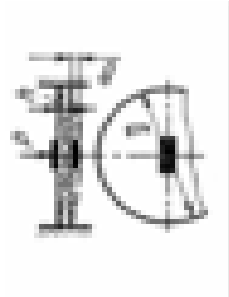
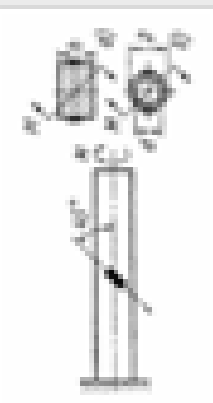
Таблиця 6.2
 Основні схеми і формули для визначення характеристик тензотричних силовимірковальних перетворювачів

№	Фізична схема	Коефіцієнт перетворення Клс, мВ/мН ⁻¹	Деформація чутливого елемента δ , мм
1		$\frac{10^3 \cdot a}{ES}$ - при подовжніх тензорезисторах $\frac{10^3 \cdot a(1 + \mu)}{ES}$ - при подовжніх і поперечних тензорезисторах, де: a - число активних плеч моста перетворювача S - поперечний перетин, причому для стінки: $S_1 = bh, S_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, S_3 = bh - 2bh_1$	$\frac{lP}{10^3 ES}$ до P -сила, Н
2		E - модуль пружності, ГПа μ - коефіцієнт Пуассона	$\frac{P}{10^3 DE}$
3		$D = 0,1 \sqrt{P_{max}}$ - діаметр сталеної кулі, мм P_{max} - максимальна вимірювана сила, Н	$\frac{6 \cdot l^3 P}{10^3 b_1 h^3 E}$

Продовження таблиці 6.2

№	Фізична схема	Коефіцієнт перетворення Клас. мм/м Н ⁻¹	Деформація чутливого елемента δ , мм
4		$6 \cdot 10^3 \frac{m\alpha}{Mm^2 \cdot E}$ - для сечення (а) $\frac{32}{\pi} \cdot \frac{10^3 \cdot \alpha D\alpha}{(D^4 - d^4) \cdot E}$ - для сечення (б)	$\frac{4^3 F}{10^3 Mm^2 E}$ - для см. (а) $\frac{64}{3\pi} \cdot \frac{P^3 R}{10^3 (D^4 - d^4) E}$ - для (б)
5		$\frac{1.5 \cdot 10^3 \cdot \alpha^2}{E \cdot D^2 E}$ - для сечення (а) $\frac{8}{\pi} \cdot \frac{10^3 \cdot \alpha D \alpha}{(D^4 - d^4) E}$ - для сечення (б)	$\frac{0.25 P^3}{10^3 Mm^2 E}$ - для (а) $\frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{P^3 R}{10^3 (D^4 - d^4) E}$ - для (б)
6		$6 \cdot 10^3 \frac{m\alpha}{Mm^2 \cdot E}$ - для сечення (а) $\frac{32}{\pi} \cdot \frac{10^3 \cdot \alpha \alpha \cdot D}{(D^4 - d^4) E}$ - для сечення (б)	$\frac{1.5 \cdot \alpha^2 \cdot P}{10^3 Mm^2 E}$ - для (а) $\frac{8}{\pi} \cdot \frac{2.5 \alpha^2 \cdot P}{10^3 (D^4 - d^4) E}$ - для (б)
7		$1.5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\alpha^2 (\pi - 2)}{\pi Mm^2 \cdot E}$	$\frac{1.5 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} \right) D^3 P}{10^3 Mm^2 E}$

Продовження таблиці 6.2

№	Фізична схема	Коефіцієнт перетворення Кіс, мм/мН	Деформація чутливого елемента δ , мм
8		$1,5 \cdot 10^3 (1 + \mu) \frac{\pi h^2 \cdot E}{\left[\ln\left(\frac{D}{d}\right) + 0,5 \left(\frac{d^2}{D^2}\right) - 0,5 \right]}$ <p>d - діаметр поперічної прикладення сили до мембрани</p>	$\frac{3P(1 - \mu^2)D^2}{16 \cdot 10^3 \cdot h^2 \cdot E}$
9		$\frac{0,5 \cdot 10^3 \pi d}{h h^2 \cdot G q}$ <p>для (а), де $L = \frac{M}{P}$ - плече прикладення сили; M - момент сили, Нм</p> <p>G - модуль зсуву, ГПа, при $b/h = 1$, $q = 0,209$; при $b/h = 3$, $q = 0,209$;</p> <p>при $b/h = 10$, $q = 0,312$;</p> $\frac{8}{\pi} \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi d D}{(D^4 - d^4) G}$ <p>для смення (б)</p>	<p>Кут закручування:</p> $\frac{3P \cdot L}{16 \cdot M D}$ $h^3 M \left[5,3 - \frac{3,6b}{h} \cdot \left(1 - \frac{0,08b^4}{h^2} \right) \right] \cdot G$ <p>- для (а)</p> $\frac{32 M L}{\pi (D^4 - d^4) G}$ <p>для (б)</p>

Як видно, формули розрахунку таких чутливих елементів надзвичайно прості. Проте рівномірний напружений стан в стрижні забезпечити досить важко, оскільки точка прикладення сили практично ніколи не лежить точно на поздовжній осі стержня. Внаслідок неминучої конструктивної недосконалості перетворювача, напрям дії сили завжди утворює деякий кут з віссю стрижня. Через це в стрижні утворюються поперечні сили і моменти, що викликають деформації стрижня, які непропорційні силам, що прикладаються до нього.

Для виключення цієї похибки наклеєні на стрижень тензорезистори сполучають так, щоб у вихідному сигналі перетворювача були відсутні складові від деформацій згину. Проте через неточність обробки стрижня, неточності наклейки тензорезисторів та можливої відмінності в їх чутливості повної компенсації впливу цих деформацій не досягається.

З метою зниження ефекту від дії поперечних сил і моментів стрижень може бути виконаний порожнистим або профільним, так щоб при тій же площі поперечного перетину момент опору вигину по поздовжній осі був більший. У тих випадках, коли відомий переважаючий напрям дії поперечної сили, застосовують прямокутний або двотавровий перетин чутливого елемента, зорієнтований так, щоб найбільший момент опору був в площині дії поперечної сили.

У силовимірювачах промислового виготовлення застосовують складніший, але і ефективніший спосіб виключення впливу деформацій згину[134]. Для цього чутливий елемент встановлюють в корпусі перетворювача, що має одну або дві мембрани. Останні мають високу жорсткість відносно сил, що діють в площині мембран, і малу відносно вимірюваних сил, що вигинають мембрани.

У зв'язку із складністю виключення впливу деформацій згину, особливо під дією стискаючих сил, силовимірювачі з чутливими елементами у формі стрижнів застосовують при експериментальних дослідженнях (для вимірювання в основному розтягуючих сил величиною більше 5 кН).

При менших величинах сил відношення поперечного перетину до довжини чутливих елементів виходить дуже малим, що приводить до швидкої втрати поздовжньої стійкості.

Чутливий елемент у формі кулі (табл. **Error! Reference source not found.**, схема 2) меншим чином реагує на прикладення вимірюваних сил позацентрово або під кутом. Сферичні чутливі елементи застосовують в силовимірювачах непромислового виготовлення, призначених для вимірювання стискаючих сил (звичайно більше 50 кН). Тензорезистори наклеюють на екваторіальну частину кулі, а вимірювані сили через спеціальні сферичні опори прикладають до полюсів. Кращі часові характеристики такого чутливого елемента можна одержати, якщо замість наклеюваних тензорезисторів на екваторіальну частину кулі намотати тензочутливий дріт.

Чутливі елементи, що працюють на вигин, використовують для вимірювання невеликих сил (до 0,2—5 кН). Частіше застосовують консольні чутливі елементи (схеми 3 і 4) і рідше елементи у вигляді двоопорних балок (схеми 5 і 6), що пояснюється швидше за все неможливістю жорсткої фіксації двоопорних чутливих елементів.

У консольних балках рівного перетину (схема 3) деформації по довжині тензорезистора непостійні, величина середньої деформації тензорезистора залежить від точності його розташування щодо точки прикладення сили.

Збільшення максимальної величини сигналу на виході перетворювача при виключенні впливу неточності розташування тензорезистора можна одержати в перетворювачах, де чутливий елемент виконаний у формі консольної балки рівного опору згину (схема 4). Проте при рівних напругах нелінійність балки рівного опору вигину більша (приблизно на 10%), ніж нелінійність балки рівного перетину. Істотна для результатів вимірювань нелінійність консольних балок починає спостерігатися при прогинах в 0,15 від прольоту l . Нелінійність консольних чутливих елементів пояснюється зміною плеча прикладення сили при прогині консолі.

Кільцеві чутливі елементи (схема 7) знаходять досить широке застосування в перетворювачах як промислового виробництва, так і в перетворювачах, що спеціально виготовляються для проведення експериментальних досліджень, внаслідок простоти виготовлення, зручності монтажу тензорезисторів і захисту їх від зовнішніх дій. Кільцеві чутливі елементи звичайно застосовують для вимірювання сил в діапазоні 0,5—10 кН. Для вимірювання сил менше 0,5 кН кільцеві

елементи виходять дуже малих геометричних розмірів, що ускладнює монтаж тензорезисторів.

Недолік кільцевих чутливих елементів полягає в тому, що вони мають відносно велику нелінійність при навантаженні, плечі прикладення сил при деформації кільця змінюються значніше, ніж у чутливих елементів інших типів.

Для силовимірювачів застосовують також чутливі елементи у формі мембрани (схема 8). Такі чутливі елементи можна застосовувати в перетворювачах, розрахованих для вимірювання як малих, так і великих сил. На схемі 9 представлений торсіонний чутливий елемент. До вільного кінця стрижня через важіль довжиною L прикладають вимірювану силу, що викликає закручування стрижня і появу на поверхні стрижня деформацій, направлених під кутом до його осі. Найбільша деформація має місце під кутом 45° до осі стрижня.

Вибір схеми чутливого елемента при конструюванні давача навантаження динамографа залишається вільним вибором конструктора і залежить до певної міри від технологічних можливостей виробництва. Звичайно реальні силовимірювальні елементи можуть сильно відрізнитись від вищеписаних схем, ускладнюючись додатковими елементами, що покращують характеристики силовимірювачів. Одна з таких конструкцій наведена на Рис. 6.19.

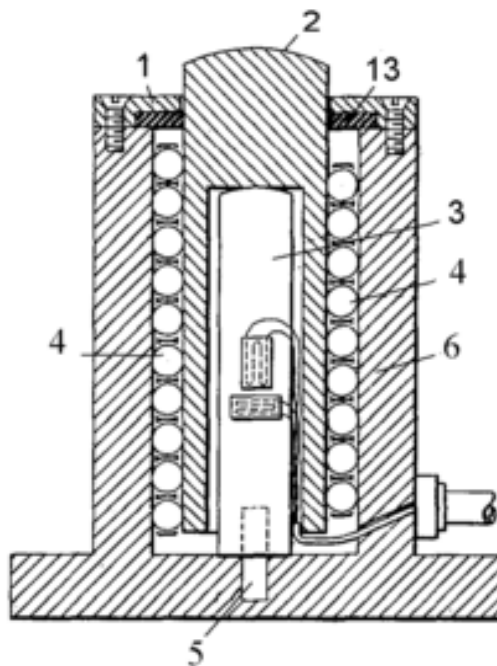


Рис. 6.19 Силовимірювач тензометричний

Силосприймач складається з силосприймаючої опори (2), положення якої в просторі стабілізується за допомогою кришки з направляючим отвором (1) та кульок, розділених сепараторами (4), які опираються на корпус (6). Таким чином, силосприймаюча опора може вільно рухатись тільки вздовж своєї осі. Зусилля від неї передається на вимірювальний стержень (3), на який наклеєні тензорезистори, що вимірюють його поздовжню деформацію. Положення вимірювального стержня фіксовано гвинтовим з'єднанням (5).

Особливістю такої (і подібних) конструкцій є зменшення впливу зусиль, вектор прикладення яких не збігається з вектором основного зусилля. Комбінуючи деяку кількість таких силосприймачів (два, три і більше), можна створити перетворювач навантаження динамографа, стійкий до завад типу нерівності поверхонь траверс та непаралельності їх площин.

При конструюванні силосприймачів перетворювачів тензометричного типу значну допомогу можуть надати числові методи імітаційного моделювання деформацій в твердих тілах, реалізовані програмно в той чи інший спосіб. Як правило, переважна більшість програм реалізує метод кінцевих елементів, коли механічна конструкція розбивається на достатньо велику кількість об'ємних елементів відомої форми, для кожного з яких проводиться розрахунок напружень, деформацій, тощо. На Рис. 6.20 наведений результат розбиття моделі експериментального давача навантаження динамографа на кінцеві елементи, за допомогою програми "CosmosWorks". Результати розрахунків дозволяють побудувати об'ємні поля напружень та деформацій, які будучи візуалізовані в формі кольорів та відтінків, допомагають правильно розміщувати тензорезистори. Існуюче на сьогодні програмне забезпечення дозволяє у відносно довільних межах змінювати вектор прикладення навантаження на модель давача, температуру матеріалу та сам матеріал деформованого елемента, чим надає додаткову інформацію для проектувальника даного виду обладнання та зменшує кількість експериментальних робіт. На Рис. 6.21 наведено типовий результат моделювання напруження деформованого тіла під дією зовнішнього навантаження. Ліворуч від моделі наведена шкала, яка ставить у відповідність значенню напруження відповідний відтінок кольору,

причому червоному кольору відповідає максимум напруження, а синьому – мінімум.

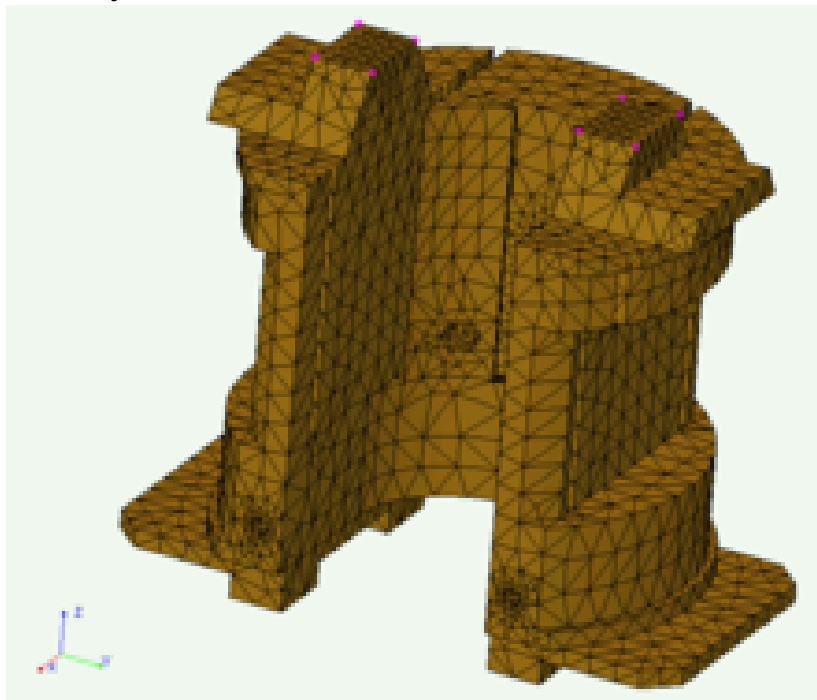


Рис. 6.20 Вигляд моделі датчика навантаження після розбиття на кінцеві елементи

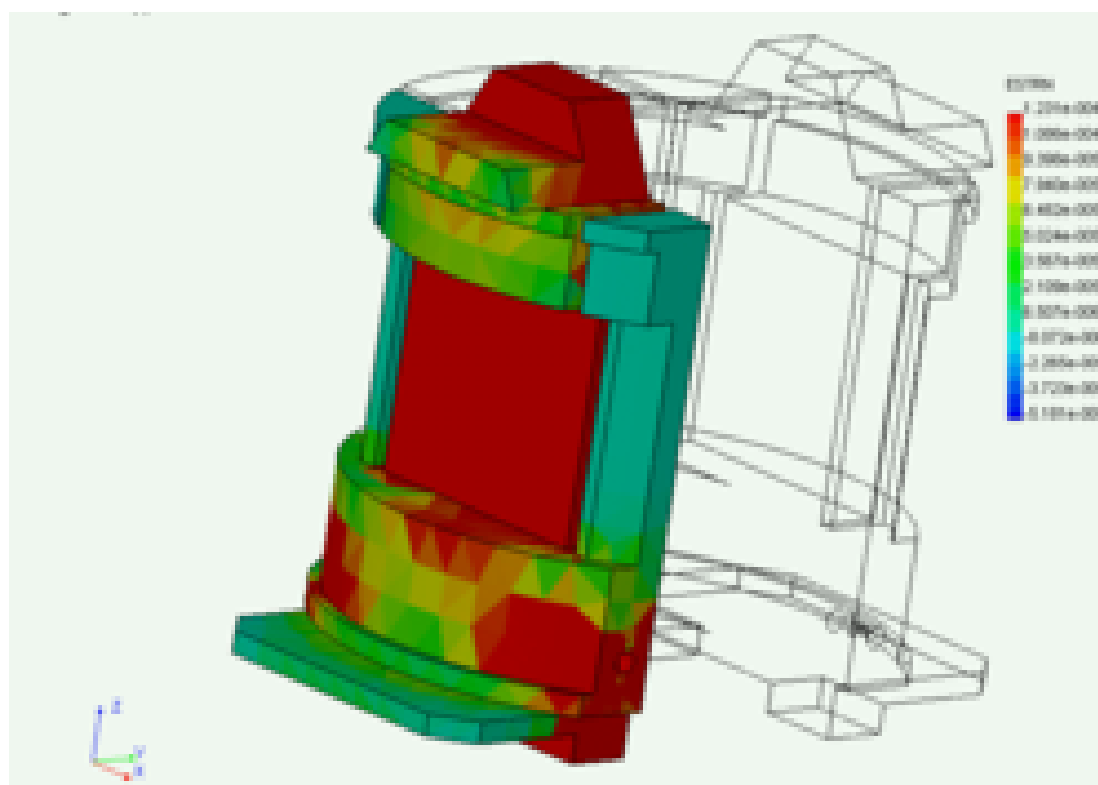


Рис. 6.21 Об'ємний розподіл напруження під дією зовнішніх сил. Результат числового моделювання

Можливість побудови зображення на площині, якою можна довільно перетнути досліджувану модель, дає можливість досліджувати напруження у внутрішніх шарах моделі. Таким же чином можна досліджувати не тільки напруження, а й деформацію моделі давача навантаження. Одержані таким чином результати не можуть розглядатись як заміна експериментальних даних, а лише як їх доповнення, або ж як попередні експериментальні дослідження. Пов'язано це з особливістю застосування методів кінцевих елементів, які надзвичайно критичні до механічного руху частин – складових моделі. За допомогою програмного забезпечення, призначеного для моделювання напружень в твердих тілах, не можна простим чином імітувати процеси в рухомих тілах, наприклад, важільних механізмах. Тому треба надзвичайно уважно ставитись до прикладення навантаження, вибору фіксованих (нерухомих) зон моделі і до можливих процесів міждетального проковзування (які вносять похибку в результати) під час проведення процесу моделювання. Одержані дані слід розглядати якомога більш критично, відкидаючи сумнівні. Правильність побудови моделі, правильність вибору меж наряду та значення прикладених зовнішніх сил набувається з досвідом.

Важливим при створенні деформованих елементів силовимірювачів є вибір матеріалу. Для побудови динамометричних перетворювачів слід використовувати матеріали з високими пружними та механічними властивостями, антикорозійністю та технологічністю. Недосконалість пружних властивостей матеріалу може бути причиною похибок (гістерезис, пружні та пластичні залишкові явища, релаксація), що проявляють себе в спотворенні пружної характеристики пружинних елементів та зміні їх фізико-механічних властивостей. Це стосується як пружин зі значним переміщенням, так і для пружно-деформованих елементів. В таблиці 6.3 наведені основні характеристики матеріалів, які можуть бути рекомендовані для виготовлення силочутливих елементів динамографів.

Таблиця 6.2 Характеристики матеріалів, рекомендованих для виготовлення силочувливих елементів

Матеріал	Хімічний склад, %	Міцність, ГПа	Міцність, ГПа	Міцність, ГПа	Міцність, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Відносне видовження, %	Відносне видовження, %	Коеф. ліній розширення, $1/^\circ\text{C}\cdot 10^{-6}$	Питома маса, г/см^3	Термообробка, $^\circ\text{C}$ (Тв-закал.) (Тв-відпуск)
Сталь вуглецева підвищ. міцності USA, Y12A	0,75-1,24 C 0,15-0,30 Mn 0,15-0,30 Si Cr \leq 0,15 Mn+Cu \leq 0,2	0,75-1,2	-	200	80,8	10-15	-	11	-	7,87	Tв=1040-1050 Tв=620-650		
Сталь вуглецева 65, 70	0,62-0,75 C 0,50-0,80 Mn 0,17-0,37 Si Cr \leq 0,25 Ni \leq 0,25	1,0	0,8	210	80,8	8	30	11,8	30	7,81	Tв=1100		
Сталь кременіємісна 60C2, 60C2A	0,95-0,64 C 0,6-0,9 Mn 1,6-2,0 Si Cr \leq 0,3 Ni \leq 0,4	1,3	1,2	205	80	5	25	-	25	-	Tв=1140		
Сталь вольфрам-кременіємісна 65C2BA	0,61-0,69 C 0,7-1,0 Mn 1,5-2,0 Si Cr \leq 0,3 Ni \leq 0,4 0,8-1,2W	1,9	1,7	190	78,5	5	20	-	20	-	Tв=1120 Tв=690		
Сталь хроміста 4X13	0,35-0,45 C Mn \leq 0,6 Si \leq 0,6 12-14 Cr Ni \leq 0,6	1,7	1,4	223	87	4	8	-	8	-	Tв=1320-1370 Tв=470-570		
Бронза берилієва 52 (52, 5)	0,2-0,5 Ni 1,9-2,6 Be решта Cu	0,5-1,35	0,3-1,28	117-135	-	3-40	-	-	-	16,6	Tв=1030-1050 Tв=500		

Таблиця 6.3 Характеристики матеріалів, рекомендованих для виготовлення силочутливих елементів

Матеріал	Хімічний склад, %	Міцність, ГПа	Міцність текучості, ГПа	Міцність пружності, ГПа	Міцність пружності, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Відносна в'язкість, %	Відносна в'язкість, %	Коеф. лінійного розширення, $1/K \cdot 10^{-6}$	Питома маса, g/cm^3	Температура обробки, °K (Підвал.) (Підвал.)
Сталь вуглецева підвищ. міцності УВА, У12А	0,75-1,24 C 0,15-0,30 Mn 0,15-0,30 Si Cr ≤ 0,15 Ni+Cu ≤ 0,2	0,75-1,2	-	200	80,8	10-15	-	-	11	7,87	T _г =1040..1060 T _в =620..650	
Сталь вуглецева 65, 70	0,62-0,75 C 0,60-0,80 Mn 0,17-0,37 Si Cr ≤ 0,25 Ni ≤ 0,25	1,0	0,8	210	80,8	8	30	11,8	11,5	7,81	T _г =1100 T _в =750	
Сталь кремнієва 60С2, 60С2А	0,60-0,64 C 0,6-0,9 Mn 1,0-2,0 Si Cr ≤ 0,3 Ni ≤ 0,4	1,3	1,2	205	80	5	25	-	-	-	T _г =1140 T _в =730	
Сталь вольфрам-кременієва 65С2ВА	0,61-0,69 C 0,7-1,0 Mn 1,0-2,0 Si Cr ≤ 0,3 Ni ≤ 0,4 0,8-1,2W	1,9	1,7	190	78,8	6	20	-	-	-	T _г =1120 T _в =690	
Сталь хромиста 4Х13	0,35-0,45 C Mn ≤ 0,6 Si ≤ 0,6 12-14 Cr Ni ≤ 0,6	1,7	1,4	223	87	4	8	-	-	-	T _г =1320..1370 T _в =470..570	
Бронза берилієва 62 (62, 5)	0,2-0,5 Ni 1,9-2,6 Be residual Cu	0,5-1,35	0,3-1,28	117-135	-	3-40	-	-	-	16,6	T _г =1030..1050 T _в =500	

Таблиця 6.3 Характеристики матеріалів, рекомендованих для виготовлення силочутливих елементів

6.3 Проектування електричних перетворювачів давачів навантаження

При проектуванні електричної частини силовимірювальних перетворювачів актуальною є проблема забезпечення точності перетворення та мінімізації вкладу похибки електричного тракту до загальної величини похибки вимірювань. Ця проблема є особливо актуальною, враховуючи широкий температурний діапазон застосування динамографічних перетворювачів, що практично складає $\Delta T \in -40..+40$ °С. Оскільки левову долю загальної кількості силовимірювальних перетворювачів на сьогодні складають тензометричні та індукційні, зупинимось детальніше на розгляді саме таких перетворювачів. Що стосується ультразвукових перетворювачів, то розгляд побудови для непрямого силовимірювання таких систем зумовлює розгляд застосування цифрових сигнальних процесорів, програмованих логічних матриць і т.п. засобів для реалізації цифрових способів обробки високочастотних сигналів, і через свою громіздкість виходить за межі даної роботи.

6.3.1 Тензорезистивні перетворювачі

Як правило використовуються у вигляді мостових схем різних конфігурацій. Вихідний диференціальний сигнал від типового тензорезистивного моста, виконаного на базі фольгових або дротяних тензорезисторів, може складати декілька мілівольт для всього діапазону навантажень. Для приведення його до діапазону вимірювання сучасних АЦП (типове значення 0..5В.), такий сигнал слід підсилити у 10...1000 разів, в залежності від розрядності аналогово-цифрового перетворювача. Для підсилення слід використати окремі інструментальні підсилювачі або підсилювачі, вбудовані в інтегральну схему АЦП. Побудову відомої схеми інструментального підсилювача на окремих трьох операційних підсилювачах на даному етапі слід вважати недоцільною, оскільки його температурні показники будуть гіршими від інтегрального аналога. Підсилювач повинен забезпечувати максимальну термостабільність при підсиленні постійного струму. Існуючі на даний час інструментальні підсилювачі здатні забезпечити необхідні метрологічні

характеристики (похибка $\delta \leq 0,1\%$) при мінімальних затратах на конструювання. Рисунок 2.22 ілюструє типовий підхід в побудові таких схем.

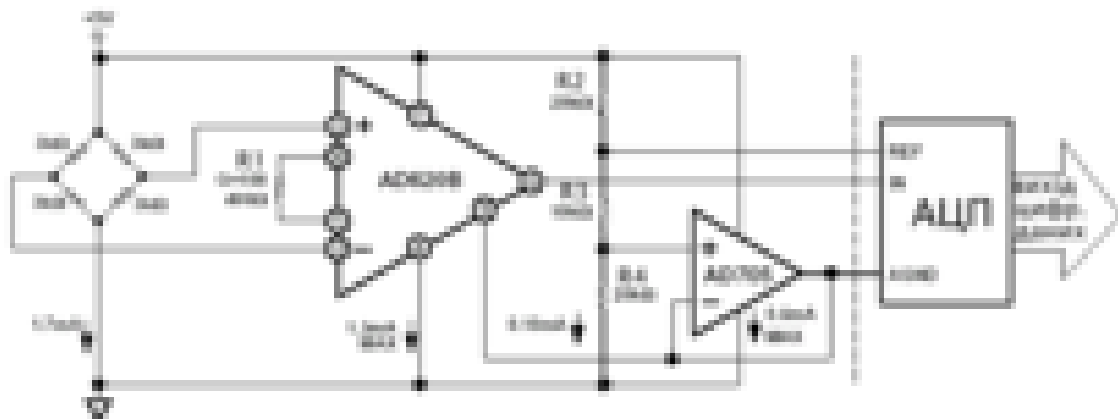


Рис. 6.22 Використання інструментального підсилювача при побудові електричної частини силовимірювальних перетворювачів

В даному випадку використаний інструментальний підсилювач AD620 (виробник Analog Devices) із зовнішнім резистором R1, який задає коефіцієнт передачі за напругою $K_u = G = 100$. Для зміни коефіцієнта підсилення слід змінювати опір цього резистора. При цьому для забезпечення стабільних температурних характеристик практичної схеми необхідно вибирати резистори з класом точності не гіршим 0,1%. Такі ж вимоги стосуються резисторів R2, R3, R4, які утворюють подільники напруги для формування опорної напруги, що надходить на вхід REF АЦП, та для формування нульового потенціалу АЦП (вхід AGND). Для забезпечення підсилення струму, одержаного від резистивного подільника, використаний повторювач напруги, виконаний на прецизійному операційному підсилювачі AD705.

Більш простий варіант такої схеми полягає у використанні інструментальних підсилювачів з фіксованим підсиленням (наприклад, INA141, виробник Burr-Brown/Texas Instruments), які не потребують зовнішніх резисторів для встановлення підсилення. Вказаний вище інструментальний підсилювач INA141 забезпечує переключення коефіцієнта передачі $K_u = 10|100$ в залежності від наявності/відсутності провідної перетинки між виводами (1) та (8).

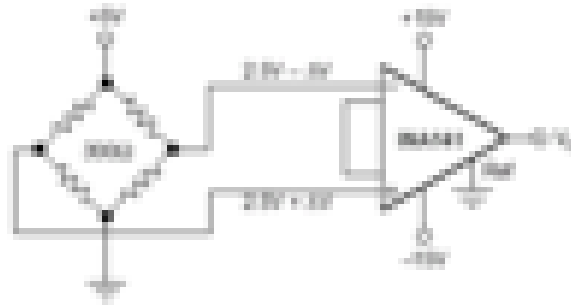


Рис. 6.23 Спрощена схема використання інструментального підсилювача в тензометричних перетворювачах

Як видно, така схема не потребує використання будь-яких інших зовнішніх компонентів на платі силовимірювального перетворювача. Вихідний сигнал може надходити на вхід будь-якого високорозрядного АЦП. Інший підхід в побудові електричної частини силовимірювального перетворювача полягає в використанні спеціалізованих АЦП високої степені інтеграції, призначених для побудови ваговимірювальних систем. Прикладом такої мікросхеми є AD7714 серії AD77xx (Analog Devices).

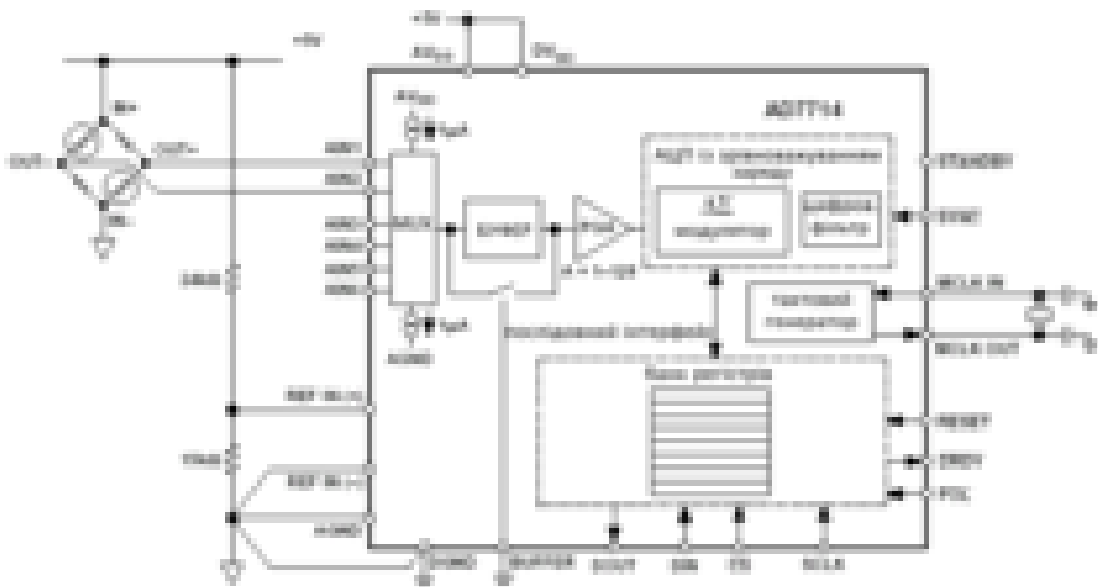


Рис. 6.24 Побудова вимірювального перетворювача на АЦП AD7714

Немає потреби відмічати, що резистивний подільник з резисторів 24кОм та 15кОм слід виконати з високоточних (0,1%) резисторів, оскільки такий подільник формує опорну напругу АЦП.

Перевагою схеми є її простота та наявність цифрового сигналу в послідовному коді (стандарт – шина SPI) на виході. Крім

того, для функціонування такої схеми необхідна тільки одна напруга живлення +5В.

Недоліки такої реалізації полягають в складності одержання даних від декількох мостових перетворювачів внаслідок інерційності процесу переключення між каналами, що зумовлене великою довжиною буфера внутрішнього цифрового фільтра. Це означає, що після переключення каналу на інший мостовий перетворювач для мікросхеми AD7714 слід пропустити 22 значення оцифрованих відліків, і тільки починаючи з 23-го дані будуть істинними. Враховуючи необхідність налаштування частоти внутрішнього фільтра на 50Гц для ефективного зниження рівня завад промислової мережі живлення, що прямо зв'язано з швидкістю оцифровки тензOMETричних даних, одержимо, що за час 1сек можна одержати тільки 2 правильних відліки з двох мостових перетворювачів або 50 правильних відліків з одного. Якщо для одномостової схеми 50 відліків/сек є нормальним значенням для представлення динамограми тривалістю від 3 до 15 сек, то побудова двомостової схеми в такій реалізації потребує збільшення частоти вибірки до 500 відліків/сек, що погіршує шумові характеристики схеми. Крім того, мікросхеми серії AD77xx потребують більш складного у порівнянні із більш простими АЦП програмного забезпечення для свого функціонування.

Вибір АЦП для динамографічних перетворювачів зумовлюється їх достатніми швидкістю, розрядністю, лінійністю та простотою розробки і експлуатації. Для нормального представлення динамограми достатньо мати швидкість оцифровки даних на рівні 50 відліків/сек. Щодо розрядності, то попри широко впроваджений промисловий стандарт 12 біт, можна рекомендувати значення розрядності АЦП не менш, ніж 16. Це пояснюється необхідністю мати запас роздільної здатності, та "буферних зон" зверху і знизу при розміщенні сигналу який підлягає аналогово-цифровому перетворенню. Вищесказане проілюстроване на Рис. 6.25.

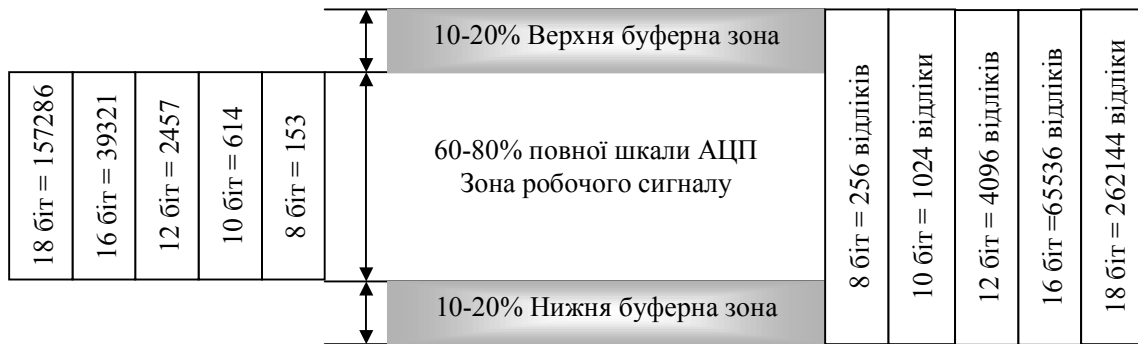


Рис. 6.25 Розміщення робочого сигналу в шкалі дискретизації АЦП

Тут наведені кількість відліків для повної (100%) та робочої (60%) шкали ідеальних АЦП розрядності 8,10,12,16 та 18. Необхідність буферних зон зумовлюється нестабільністю нульового рівня вхідного сигналу АЦП, що одержується або з виходу попереднього інструментального підсилювача, або безпосередньо з виходу тензомостової схеми. Нестабільність нульового рівня зумовлюється наявністю механічного гістерезису в матеріалі тензорезистивного перетворювача, температурним впливом на матеріали та компоненти вимірювальної системи, в меншій мірі – флуктуаціями іншого походження (дрейф, викликаний процесами старіння, впливу вологості, тиску, агресивних середовищ), а також деякими технологічними особливостями, наприклад похибкою ручного встановлення нульового рівня при роботі з накладними П-подібними силовимірювальними перетворювачами. При цьому вибір конкретного значення розміру (у відліках АЦП) буферних зон здійснюється розробником перетворювача виходячи з його конструкційних особливостей. З рисунку видно, що восьмирозрядний ідеальний АЦП забезпечує похибку

вимірювання в зоні робочого сигналу $\delta_8 = \frac{100}{153} \approx 0,654\%$, 10-

розрядний $\delta_{10} = \frac{100}{614} \approx 0,163\%$, 12-розрядний $\delta_{12} = \frac{100}{2457} \approx 0,04\%$, 16-

розрядний $\delta_{16} = \frac{100}{39321} \approx 0,002\%$, а 18-розрядний

$\delta_{18} = \frac{100}{157286} \approx 6,4 \cdot 10^{-4}\%$. Для забезпечення загальної похибки

вимірювання на рівні 0,1% слід мінімізувати вплив похибки аналого-цифрового перетворення до рівня 0,01%, яким можна

знехтувати. Видно, що для цього розрядність АЦП повинна бути не нижчою, ніж 16 розрядів.

6.3.2 Індукційні перетворювачі

Лінійні диференційні трансформатори (ЛДТ) є точними та надійними засобами для вимірювання механічного переміщення. Вони широко застосовуються в сучасній механообробці, робототехніці, авіації та комп'ютеризованому виробництві. Наприкінці другої світової війни ЛДТ набули свого розповсюдження в якості чутливого елемента в управлінні на виробництві, на основі досвіду їх використання в торпедах та системах керування зброєю.

ЛДТ є давачами, вихідна напруга яких пропорційна до положення магнітного осердя. Осердя переміщується за лінійним законом всередині трансформатора, що складається з центральної первинної обмотки і двох зустрічних обмоток циліндричної форми. Первинна обмотка збуджується джерелом змінної напруги (частота як правило становить декілька кілогерц), наводячи при цьому у вторинних обмотках напруги, які змінюються в залежності від зміни положення магнітного осердя всередині трансформатора. Осердя оснащене з'єднанням для того, щоб полегшити кріплення немагнітного штока, який в свою чергу кріпиться до об'єкта, переміщення якого буде вимірюватись. Вторинні обмотки намотуються зустрічно, і коли осердя знаходиться в центрі, напруги на вторинних обмотках рівні і протилежні за знаком, а вихідна результуюча напруга рівна нулю. Коли осердя зміщується від центру, напруга у вторинній обмотці, в сторону якої це осердя зміщується, зростає, в той час як напруга на протилежній обмотці зменшується. В результаті вихідна диференційна напруга змінюється лінійно в залежності від положення осердя. Лінійність такої системи у діапазоні переміщення достатньо висока (0,5% і краще). ЛДТ забезпечують непогану точність, лінійність, чутливість і роздільну здатність, а також роботу за відсутності тертя та високу жорсткість конструкції. Крім того, ЛДТ забезпечує широкий спектр діапазонів вимірювання переміщення, звичайно в межах від ± 100 мкм до ± 25 см. Типові напруги збудження лежать в межах від 1В до 24В за середньоквадратичним значенням, і частотами від 50Гц до 20кГц. Слід зауважити, що коли осердя знаходиться в центрі, то істинного нуля напруги на виході не буде внаслідок розузгодження

вторинних обмоток і наявності індуктивності розсіювання. Крім того, просте вимірювання вихідної напруги $U_{вих}$ не дасть інформації про те, в який бік від центрального положення відхилене осердя. Кола нормування та обробки сигналу, які покликані вирішити дану проблему, є доволі громіздкими з конструктивного боку, у випадку, якщо вони виконані на дискретних елементах або інтегральних схемах загального призначення. Тому на сучасному рівні розвитку спеціалізованих інтегральних схем рекомендується застосовувати для побудови електронних систем з ЛДТ спеціалізовані мікросхеми, на зразок AD698, структурна схема якої наведена на Рис. 6.26.

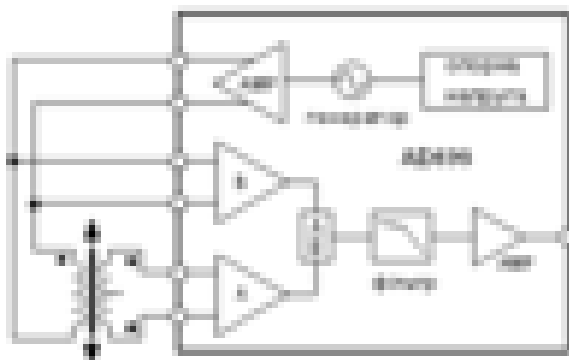


Рис. 6.26 ЛДТ на AD698

Мікросхема містить внутрішній генератор, стабілізований джерелом опорної напруги, підсилювачі сигналів, аналоговий подільник напруги з фільтром низької частоти, призначені для нормування робочого сигналу, та вихідний підсилювач. Використання AD698 дозволяє забезпечити лінійність на рівні 0,05%, зміну частоти генерації від 20Гц до 20кГц, що дозволяє використовувати обмотки практично будь-яких номіналів. Мікросхема допускає двообмоткове включення, що зменшує кількість робочих обмоток, здешевлюючи при цьому собівартість, та повністю відповідає метрологічним вимогам для застосування в динамометричних перетворювачах, які можуть бути використані при діагностуванні ШГНУ. Схема такого включення наведена на Рис. 6.27.

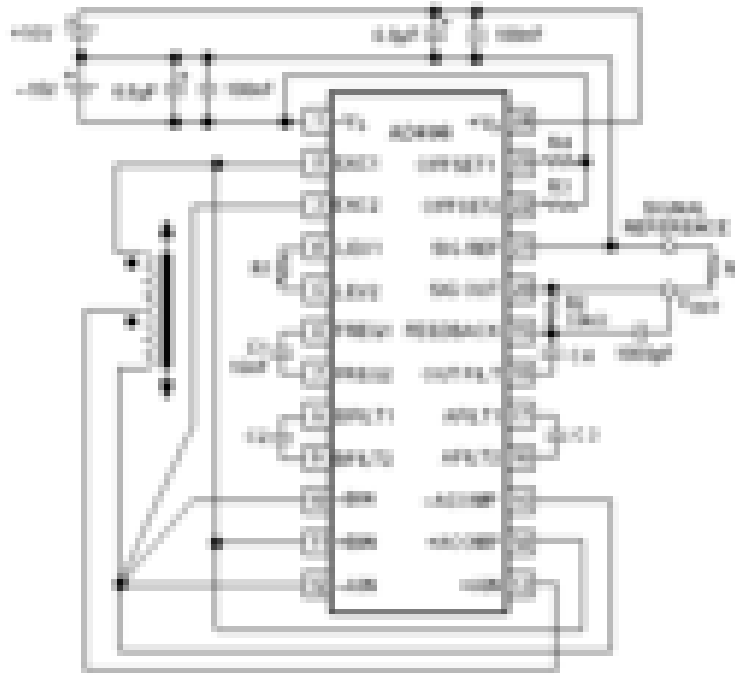


Рис. 6.27 Включення AD698.Схема електрична принципова.

Вихідний сигнал – аналоговий, і тому для перетворення у цифровий код потрібний додатковий АЦП, що можна розглядати для нашого випадку як недолік. Крім того недоліком можна вважати необхідність використання високої ($\pm 15\text{V}$) напруги живлення і як наслідок – значну, як на даний час, споживану електричну потужність (до 0,6 Вт).

6.4 Приклад реалізації системи динамометрування

6.4.1 Розробка функціональної схеми системи діагностування ШГНУ

Технічна реалізація електронної динамометричної системи передбачає створення засобів вимірювання та засобів їх метрологічної атестації. Технічні засоби вимірювання повинні включати давачі навантаження, давачі переміщення та засоби перетворення і обробки вимірювальних сигналів з можливістю їх накопичення. Давачі навантаження, які можуть бути використані в динамометричних системах діагностування ШГНУ, повинні забезпечувати прийнятну похибку вимірювань за умов нерівномірності та нерівноспрямованості вектора навантаження та дії несприятливих погодно-кліматичних умов експлуатації. Крім того, такий давач повинен бути зручним в експлуатації, що

зумовлює додаткові вимоги, які накладають обмеження на його масу та об'єм. Давач переміщення повинен забезпечувати високу точність вимірювань, оскільки дані, одержані з цього давача, рівнозначно як і з давача навантаження, впливають на форму одержаної динамограми, а, отже, і на постановку загального діагнозу. Такі міркування виключають з розгляду давачі переміщення, побудовані за принципом непрямих вимірювань (на основі акселерометрів з наступним подвійним інтегруванням сигналу прискорення) як такі, що мають похибку $\delta > 5\%$. Засоби перетворення та обробки вимірювальних сигналів можуть бути виконані на поширених мікроконтролерах, оскільки вони на даному етапі розвитку мікроелектронної техніки набули параметрів, достатніх для розв'язання поставленої задачі. Розробка засобів метрологічної атестації передбачає створення контрольної стиско-розтягової машини з похибкою $\delta = 0.2 \dots 0.3\%$ для проведення періодичного кількісного контролю функціонування давачів навантаження системи.

Блок-схема системи динамометрування ШГНУ приведена на Рис. 6.28.

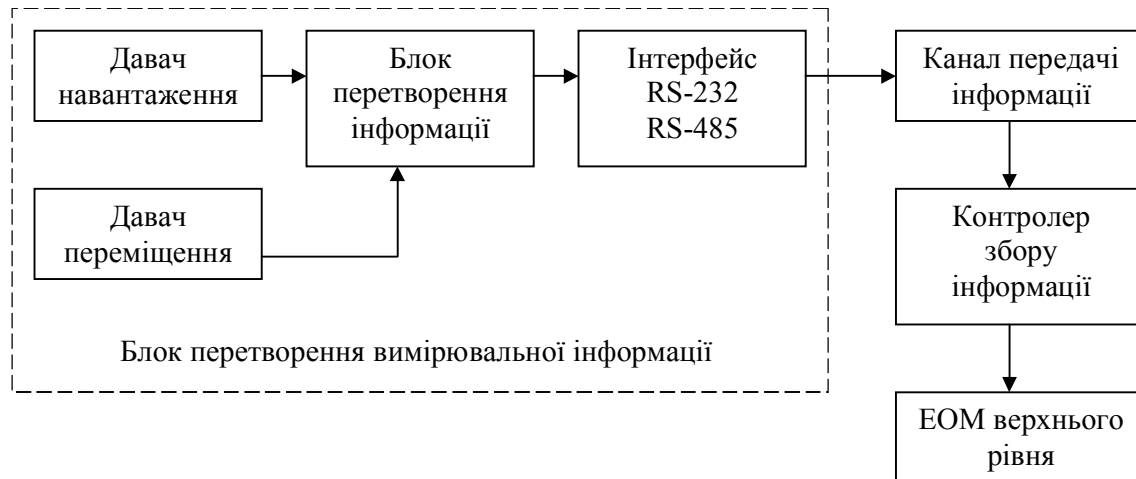


Рис. 6.28. Блок-схема системи динамометрування ШГНУ

В якості контролера збору інформації може бути використана ПЕОМ з інтерфейсом RS-232C, однак це дещо незручно при експлуатації.

Схема вимірювань формується в залежності від комплектації системи динамометрування ШГНУ і передбачає два варіанти.

1) Виміряні динамограми накопичуються в пам'яті контролера збору і при потребі можуть бути попередньо

оброблені та відображені за допомогою засобів відображення графічної інформації контролера. По мірі накопичення динамограм вони можуть бути передані до ЕОМ верхнього рівня для подальшої обробки.

2) Виміряні динамограми зберігаються і обробляються безпосередньо ЕОМ верхнього рівня. При цьому попередня обробка даних включає в себе перетворення аналогових сигналів до цифрового вигляду, відслідковування початку робочого циклу ВК та передачу необхідного обсягу даних на протязі часу, кратного заданій кількості циклів ВК. Подальша обробка, на відміну від попередньої, здійснюється не мікроконтролером, а контролером збору інформації та/або ЕОМ верхнього рівня і включає в себе алгоритми розпізнавання образів та автоматичного діагностування.

Розробка електронної частини динамометричної системи включає в себе розробку вузлів, які б дозволили використовувати різні типи вимірювальних перетворювачів (тензометричні, індукційні) та різну їх кількість (1...4). Виходячи з цього, можна сформулювати основні вимоги до такої схеми:

- розрядність АЦП $n \geq 16$;
- частота дискретизації $f_d \geq 10$ Гц;
- кількість каналів мультиплексора – 4;
- можливість використання послідовних інтерфейсів типу RS-232C, сумісних з ЕОМ типу IBM PC;
- живлення пристрою повинно здійснюватись від постійної напруги +12В, що викликане потребою автономності живлення.

В якості перетворювача переміщення використаємо перетворювач “кут повороту/код”, який має послідовний імпульсний вихід, електрично сумісний з стандартним рівнем ТТЛ-логіки. Блок-схема пристрою наведена на Рис. 6.29.

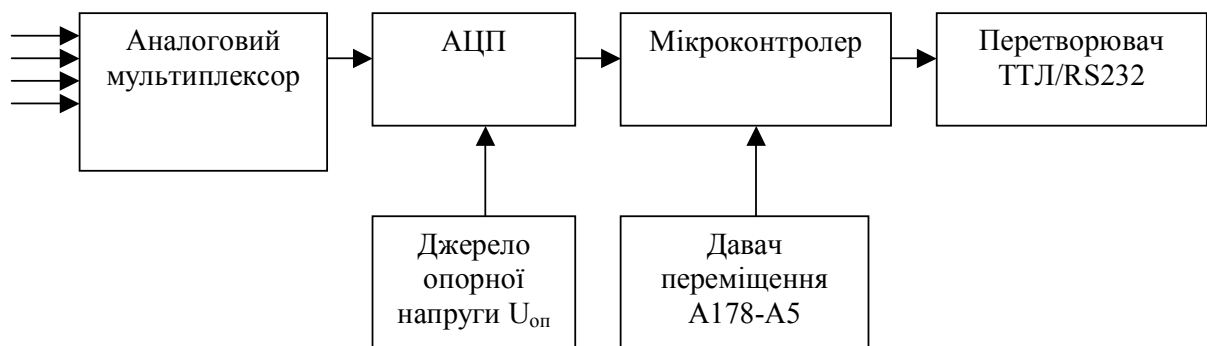


Рис. 6.29. Блок-схема пристрою перетворення вимірювальної інформації

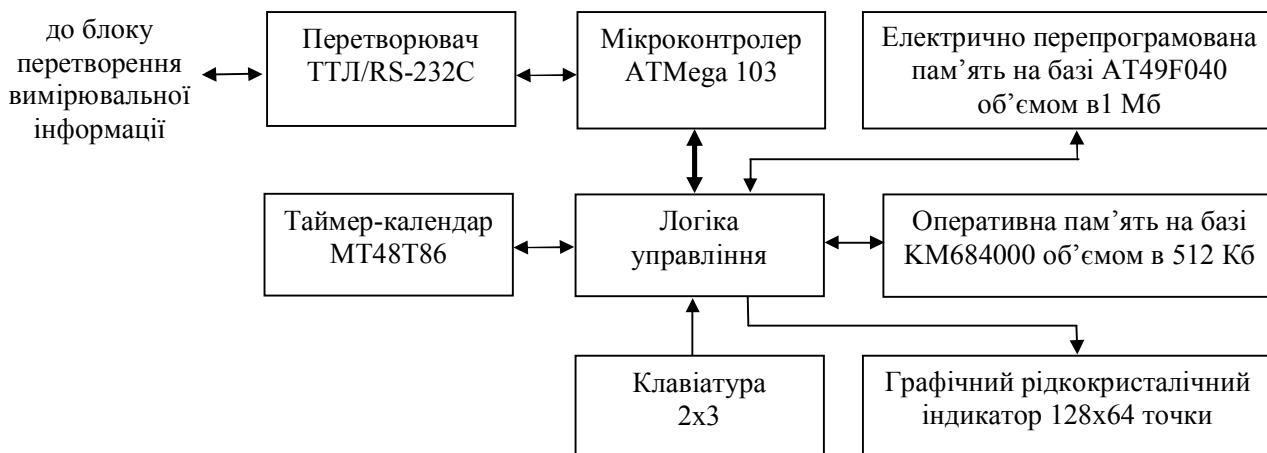


Рис. 6.30. Структурна схема контролера збору інформації К-103

6.4.2 Розробка конструкції вставного давача навантаження

Для вставних тензометричних давачів можливі двоточкова та триточкова схеми прикладення навантаження [135]. До переваг двоточнової схеми слід віднести використання меншої кількості тензомостів (2 замість 3) та постійне прикладення навантаження на дві опори, що є чутливими елементами. Це зумовлює повне використання деформаційних властивостей матеріалу, а, отже, більшу чутливість. Недоліком двоточнової схеми є виникнення додаткової похибки при відхиленні вектора навантаження $\overline{F_d}$ від осі стрижня чутливого елемента. Це може мати місце, оскільки площа з опорою на дві точки не має повної стійкості у просторі. При виході вектора сил $\overline{F_d}$ за межі активної зони тензорезисторів виникає додаткова похибка вимірювання (Рис. 6.31, а).

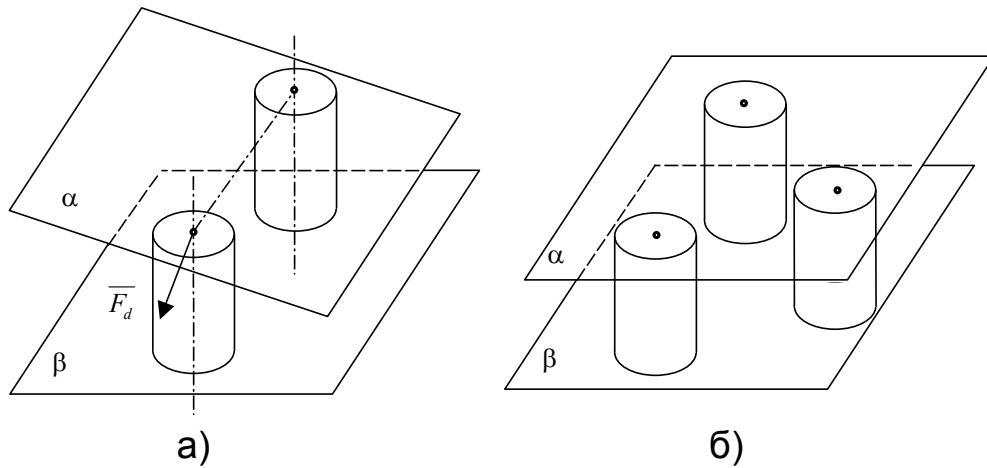


Рис. 6.31. Схеми прикладення навантажень до чутливого елемента: а – двоточкова, б – триточкова.

Триточкова схема цього недоліку позбавлена, оскільки забезпечує стійке положення площини α по відношенню до площини β при будь-якому розподілі навантажень (Рис. 6.31, б). Однак внаслідок нерівності траверс канатної підвіски ВК можливий випадок, коли максимум зусилля буде припадати тільки на дві точки опори – звідси впливає необхідність розрахунку чутливих елементів в такий спосіб, щоб будь-які два з них витримували повне навантаження, прикладене до канатної підвіски ВК. Тоді в нормальному режимі (тобто коли навантаження приблизно рівномірно розподілено по трьох точках прикладення) вони будуть недовантажені, а, отже, знижується чутливість такого тензорезистивного перетворювача. Крім того, збільшується на одиницю кількість тензомостів, необхідних для реалізації пристрою. На Рис. 6.32, б наведено варіант триточкової схеми [136], що дозволяє використати два тензомости, однак порівняно із схемою Рис. 6.32, а вона має більшу чутливість до перекосів при установці.

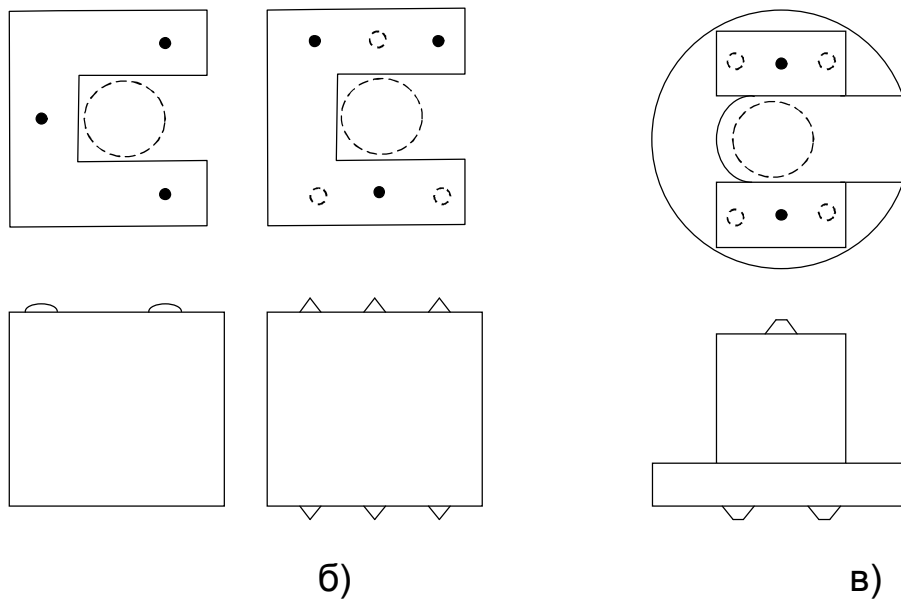


Рис. 6.32. Схема прикладення навантажень (а, б – для існуючих конструкцій, в – для запропонованої конструкції)

Здійснимо розрахунок конструкції двоточкового вставного чутливого елемента, враховуючи вимоги технологічності та простоти виготовлення пристрою. Схематично така конструкція може бути представлена як два пружні стрижні прямокутного січення, що працюють на стиск (Рис. 6.33). При цьому навантаження розподіляється порівну між ними. Точки А, В є точками прикладення сил F', F'' в площині α верхньої траверси ВК. Вирівнювання сил відбувається за рахунок того, що канатна підвіска ВК виконана з одного канату, рухомо перекинутого через зачіпний блок головки балансира. Стійкість верхньої та нижньої траверс α і β по осі Y забезпечується збільшеними геометричними розмірами опорних поверхонь прямокутного січення. Для зменшення впливу поверхневих нерівностей опори на площину β виконані точковими (точки C, C', D, D'), що забезпечує однотипність зон навантаження. При цьому поява Y-складових сил F', F'' за умови безаварійного встановлення давача навантаження можлива тільки в межах зон CC' та DD' . Така схема дозволяє розмістити на поверхнях опорних елементів два тензомости, виконаних за повною чотири-тензорезистивною схемою, яка забезпечує максимальну чутливість при максимальній термокомпенсації.

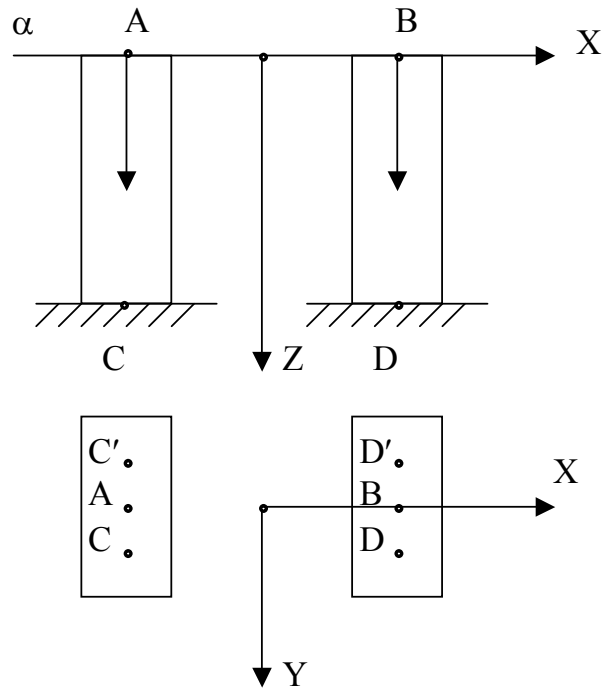


Рис. 6.33. Конструкція чутливого елемента з двоточною схемою прикладення навантаження

Здійснимо розрахунок такої схеми вимірювання для максимального навантаження $F_{\max} = 10^5 \text{ Н}$. Прийmemo максимальне навантаження на одну опору $F'_{\max} = F''_{\max} = 0.6F_{\max} = 0.6 \cdot 10^5 \text{ Н}$. Згідно [130], напруження в опорному елементі при максимальному навантаженні повинно бути більшим, ніж 0.05...0.06 ГПа для забезпечення достатньої чутливості тензорезистивних елементів. Для забезпечення мінімального впливу гістерезисних явищ максимальне напруження σ_{\max} в досліджуваному зразці – вимірювальному пристрої не повинно перевищувати допустимого співвідношення

$$K_1 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{тек}}} \leq 0.15, \quad (6.1)$$

де $\sigma_{\text{тек}}$ - межа текучості матеріалу чутливого елемента.

Прийmemo межу допустимої складової по осі X паразитного зусилля, що може виникати внаслідок дефектів поверхонь траверс канатної підвіски ВК, як $F_x = 0.1F_{\max}$, що складе $F_x = 10^4 \text{ Н}$.

Виходячи з геометричних розмірів тензорезисторів та траверс типової канатної підвіски ВК стандартного ряду, можна рекомендувати наступні розміри чутливого опорного елемента прямокутного сечення: $36 \times 10 \times 33 \text{ мм}$. Площа сечення такого

елемента

$$S = 36 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 3.6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Максимальне напруження

$$\sigma_{\text{вфч}} = \frac{F'_{\text{max}}}{S} = \frac{0.6 \cdot 10^5}{3.6 \cdot 10^{-4}} = 0.167 \text{ ГПа}.$$

Умова забезпечення вимоги чутливості $\sigma_{\text{max}} > 0.05 \text{ ГПа}$ – виконується.

Перевірку мінімізації впливу гістерезису здійснимо для сталі 4Х13 з межею текучості $\sigma_{\text{тек}} = 1.4 \text{ ГПа}$:

$$K_2 = \frac{0.167}{1.4} = 0.12 < 0.15$$

- вимога виконується.

Розрахунок на міцність вимірювального опорного елемента здійснимо на основі моделі чистого згину для консольно закріпленого стержня, що перебуває під дією точково прикладеного до його вільного кінця навантаження F_x . Максимальне нормальне напруження для консольного стержня, яке визначає його характеристики міцності [101]

$$\sigma_{H \text{ max}} = \frac{6Fl}{bh^2}. \quad (6.2)$$

Підставляючи числові значення в (6.2), отримаємо

$$\sigma_{H \text{ max}} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 33 \cdot 10^{-3}}{36 \cdot 10^{-3} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2} = 0.55 \text{ ГПа},$$

що менше межі текучості для сталі 4Х13.

Загальна конструкція давача навантаження представлена на Рис. 6.34 і може бути виготовлена з суцільного взірця матеріалу, що забезпечує максимальну подібність механічних робочих характеристик для двох опорних поверхонь.

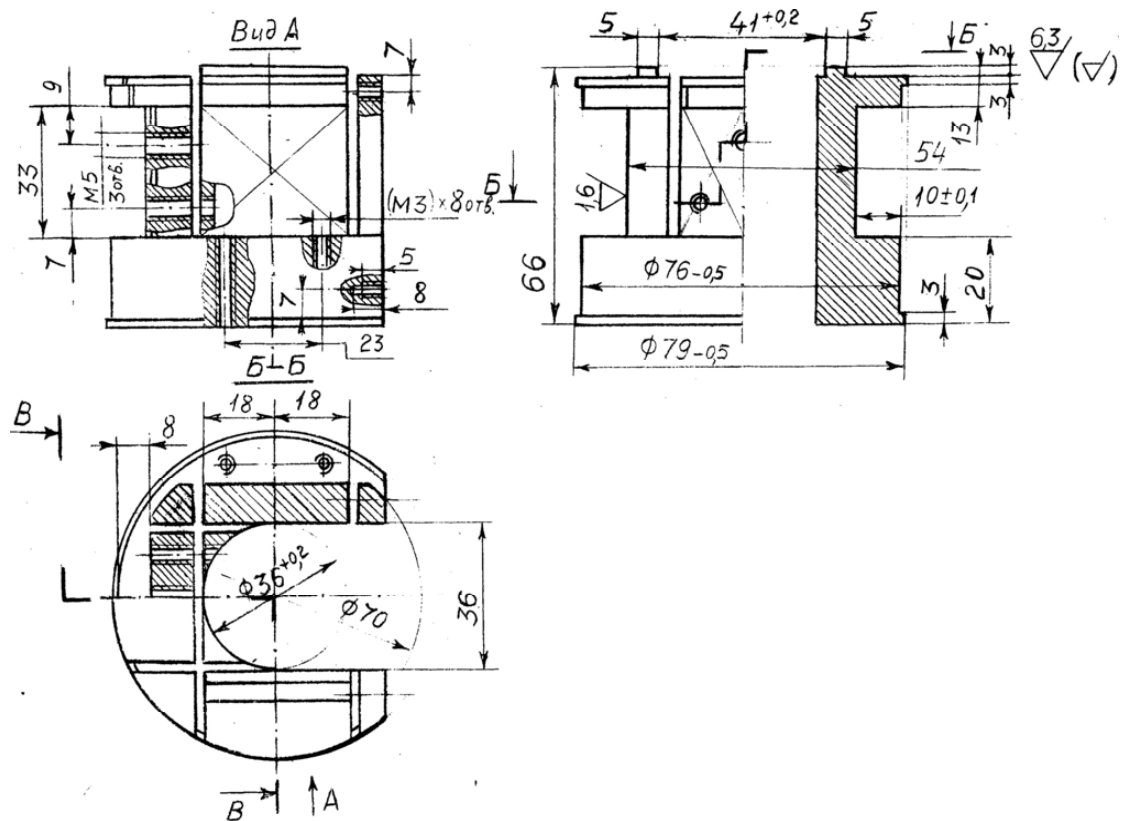


Рис. 6.34. Конструкція вставного давача навантаження

6.4.3 Розробка електронної частини первинного перетворювача динамометричної системи


У відповідності до Рис. 6.29 здійснено вибір необхідних елементів схеми. В якості аналогового мультиплексора вибрано DG409, основні технічні характеристики якого наведено в [137]. Такий мультиплексор забезпечує комутацію до чотирьох тензомостів на вхід АЦП з похибкою 0,05%. В якості АЦП використано мікросхему ADS1250 – 20-розрядний дельта-сигма АЦП з однополярним живленням +5В. Мікросхема має диференціальний вхід, необхідний для під'єднання мостових схем, можливість зміни коефіцієнта підсилення ($K_{п} = 1, 2, 4, 8$) та не потребує програмування параметрів роботи, що спрощує її використання. Інтегральна нелінійність не перевищує $\pm 0.002\%$. Більш детальні технічні характеристики наведено в [138].

Як джерело опорної напруги використана мікросхема AD780, призначена для використання в 16-розрядних аналого-цифрових системах. AD780 формує високостабільну опорну напругу $U_{оп} = 3В$. Детальні технічні характеристики наведено в [139].

В якості мікроконтролера для первинного перетворювача використано AT90S8535. Робота мікроконтролера здійснюється за

допомогою управляючої програми, написаної на мові Сі. Алгоритм цієї програми забезпечує перетворення проміжного послідовного коду АЦП в послідовний код формату RS232C, сумісного з ПЕОМ типу IBM PC. Передача даних до ЕОМ розпочинається після відслідковування контролером початку робочого циклу ВК за відповідною зміною напряму обертання ротора позиційного давача типу А178-А5 або йому подібного оптичного перетворювача кута повороту. Кількість циклів передачі даних відповідає кількості циклів качань ВК і задається від ЕОМ перед початком процесу вимірювань. Основні технічні характеристики АТ90S8535 наведені в [140].

Для перетворення рівнів сигналу TTL/RS232C використано мікросхему SP232 – аналог мікросхеми MAX232A, яка забезпечує перетворення рівнів 0...+5В/±12В без додаткових напруг живлення крім +5В, використовуючи для цього внутрішній перетворювач живлення. Для формування напруг ±7.5В, необхідних для правильної роботи аналогового мультіплексора, використаний ключовий конденсаторний перетворювач напруги, виконаний на КМОН-інверторах К561ЛН2.

Оскільки основні вузли первинного перетворювача динамометричної системи виконані на інтегральних схемах (ІС) без додаткових елементів, то складання схеми полягає в дотриманні інструкцій виробника щодо стандартних схем включення цих ІС. Принципова схема пристрою наведена на , зовнішній вигляд на Рис. 6.35.

Топологія друкованої плати для цифрової частини пристрою особливостей не має і тому трасування провідників може виконуватись в автоматичному режимі за допомогою САПР. Аналогова та аналого-цифрова частина схеми, що включає в себе мультіплексор DG409 та АЦП ADS1250 внаслідок необхідності досягнення максимальної розрядності потребує застосування спеціальної технології трасування. Суть її полягає в зіркоподібній фізичній моделі траси спільного провідника GND, де промені зірки проходять від спільної точки до кожного аналогового елемента схеми. Це зменшує ефект наведення паразитних потенціалів від струмів зовнішніх кіл, цим самим зменшуючи значення власного шуму.

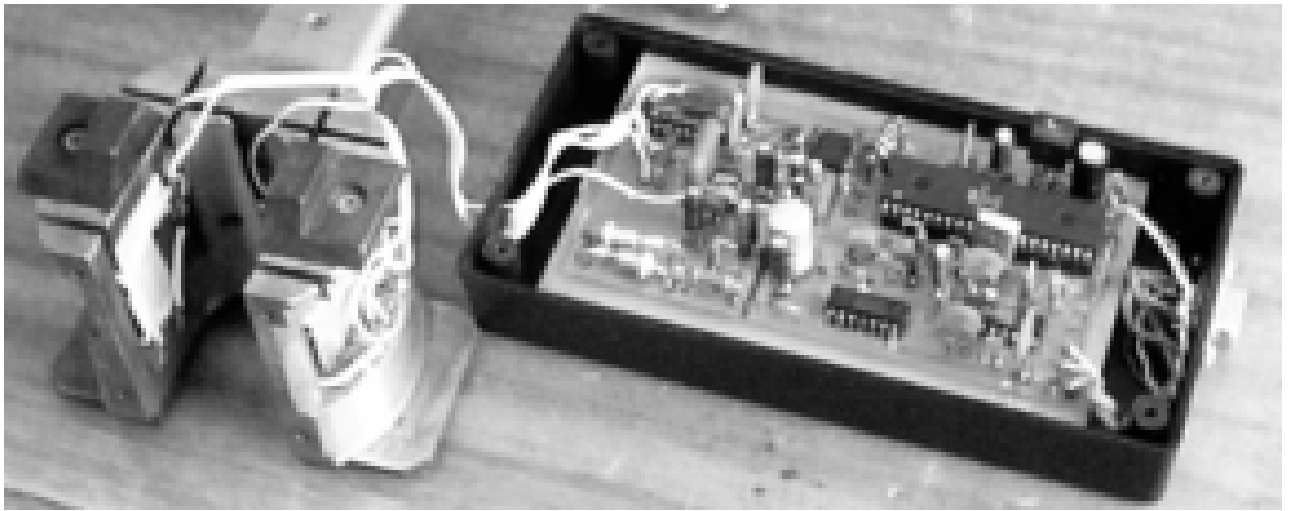
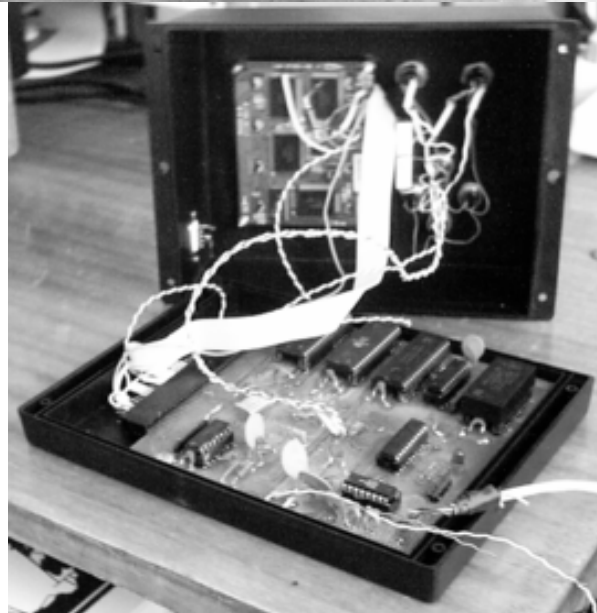


Рис. 6.35. Зовнішній вигляд давача навантаження з блоком перетворення вимірювальної інформації



а)

б)

Рис. 6.36. Контролер збору і обробки інформації (а – зовнішній вигляд, б – друкована плата

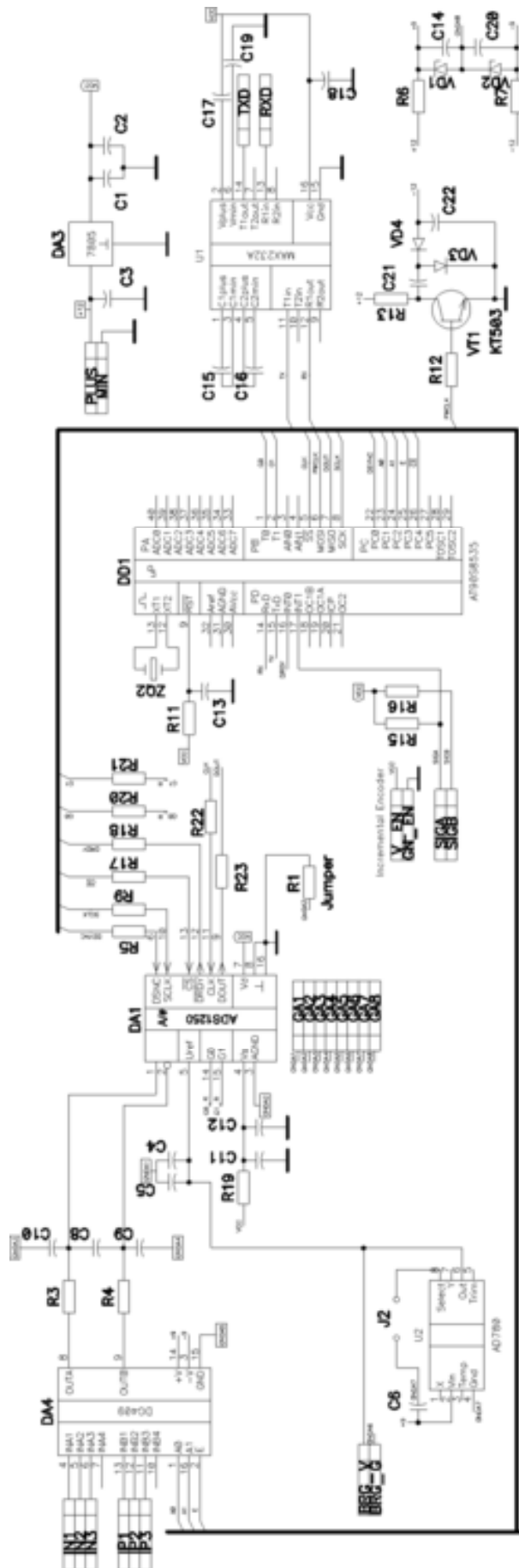


Рис. 6.37. Принципова схема пристрою перетворення вимірювальної інформації

6.4.4 Розробка електронної частини контролера збору і обробки інформації

Контролер збору і обробки інформації призначений для одержання і зберігання динамометричних даних і використовується в складі системи діагностування ШГНУ. Принципова схема контролера наведена на . Основним елементом схеми є мікроконтролер АТМega103L (елемент DD4) – восьмирозрядний мікроконтролер, із розміром пам'яті програм 128Кбайт. Особливістю функціонування цієї мікросхеми є її можливість бути запрограмованою внутрішньооплатно, що прискорює процес розробки нового обладнання. Під управлінням мікроконтролера здійснюється зчитування, обробка та запис інформації, що забезпечує функціонування всього пристрою. Мікросхеми DD1, DD7 – електрично-програмована пам'ять об'ємом 1Мбайт, яка забезпечує збереження записаної в неї інформації при відсутності напруги живлення в системі. Наявність двох мікросхем зумовлена неможливістю вибіркового стирання даних, оскільки цикл стирання таких мікросхем передбачає повне знищення інформації для всього елемента. При цьому електрично-незалежна пам'ять має двосторінкову організацію, що дозволяє здійснювати вибіркоче програмне стирання даних на необхідній сторінці. Мікросхема DD8 КМ684000 – статичний оперативно-запам'ятовуючий пристрій, з об'ємом пам'яті 512Кбайт, призначена для збереження проміжних даних під час виконання обчислювальних процесів. Основне використання цієї мікросхеми – транзитний буфер для даних на шляху до запису їх в електрично-незалежну пам'ять. Оскільки внутрішні апаратні засоби мікроконтролера АТМega103L не дозволяють здійснювати адресацію даних розміром більше ніж 64Кбайт, в контролері К-103 здійснена штучна сегментація пам'яті. Механізм її полягає в тому, вся пам'ять поділяється на сегменти розміру 60Кбайт. Втрата 4Кбайт пам'яті пояснюється тим, що мікроконтролер АТМega103L здійснює адресацію внутрішньої пам'яті в межах від 0 до 4 Кбайт, а адреси, що знаходяться вище, розглядаються як зовнішні.

регістру зсуву DD5 типу K555IP24, який забезпечує розширення адрес мікроконтролерної системи з 16 (початкове значення) до 24. Крім того, з цією ж метою використовується дешифратор DD6 SN74LS138N, який забезпечує формування восьми додаткових сигналів “вибір кристалу” (CS), які використовуються для адресації необхідної мікросхеми. Водночас ці сигнали використовуються для вибору додаткових зовнішніх пристроїв, які можуть бути підключені до плати контролера K-103 (в даному разі графічного рідкокристалічного дисплею). Мікросхема DD9 типу M48T86 - таймер реального часу із вбудованим літєвим джерелом електричного струму, що дозволяє реалізувати електрично-незалежний календар з точністю до 1 сек. Таймер використовується в алгоритмі функціонування пристрою для автоматичного датування знятих динамограм, що забезпечує зручність в експлуатації та унеможлиблює фальсифікацію хронології знятих даних. Час роботи мікросхеми – 10 років, що відповідає часу експлуатації даної системи. У випадку виходу з ладу літєвого елемента заміні підлягає мікросхема таймера M48T86. Окрема заміна літєвого елемента неможлива, що в загальному підвищує стійкість збереження часових залежностей в алгоритмі функціонування системи. Мікросхема DD10 типу MAX232A - узгоджувач електричних рівнів інтерфейсу RS-232C, який використовується для зв'язку контролера K-103 з первинним перетворювачем електронного динамографа та з основною ЕОМ. Мікросхема здійснює перетворення послідовного цифрового сигналу з рівнями 0..+5В до рівнів інтерфейсу RS-232C, тобто до $\pm 12В$. Мікросхема DD10 типу KP1533IP34 – регістр пам'яті, який здійснює запам'ятовування адрес в циклі зовнішнього обміну даними мікроконтролера ATmega103L внаслідок того, що останній має мультиплексовану шину адреси/даних. В цьому регістрі здійснюється запам'ятовування молодшої половини зовнішньої адреси на час другої половини циклу обміну даними мікроконтролера.

6.4.5 Розробка програмного забезпечення системи діагностування ШГНУ

6.4.5.1 Програмне забезпечення пристрою перетворення вимірювальної інформації

Програма для мікроконтролера написана на мові Сі з

використанням компілятора CodeVision AVR і забезпечує вимірювання навантаження та переміщення по запиту від керуючого пристрою (управляючої ЕОМ або контролеру збору інформації). Блок-схема програми приведена на Рис. 6.39. В основному циклі програми відбувається очікування приходу управляючого байта по послідовному інтерфейсу RS232. В залежності від його значення здійснюється передача підтвердження зв'язку або вимірювання і передача значень навантаження і переміщення. Режими виставлення каналу мультиплектора та вимірювання навантаження по заданому каналу призначені для перевірки функціонування аналогової частини схеми. Нормальний режим роботи пристрою задається управляючим байтом 0x02 і передбачає виконання наступних дій:

- вимірювання навантаження по нульовому і першому каналу;
- обчислення середнього значення навантаження по двох каналах;
- обчислення навантаження в кілограмах шляхом сплайн-інтерполяції по калібрувальній таблиці;
- передача обчисленого значення навантаження та поточного значення переміщення по послідовному інтерфейсу RS232 до керуючого пристрою.

Для відслідковування поточного переміщення використовується зовнішнє переривання INT1, що викликається по фронту наростання імпульсного сигналу SIGA від давача переміщення. Нульовий чи одиничний сигнал SIGB в момент виникнення переривання вказує напрям руху полірованого штока. Початкове значення переміщення приймається рівним 0x7FF для уникнення від'ємних значень при монтуванні давача за умови знаходження головки балансира вище нижньої мертвої точки.

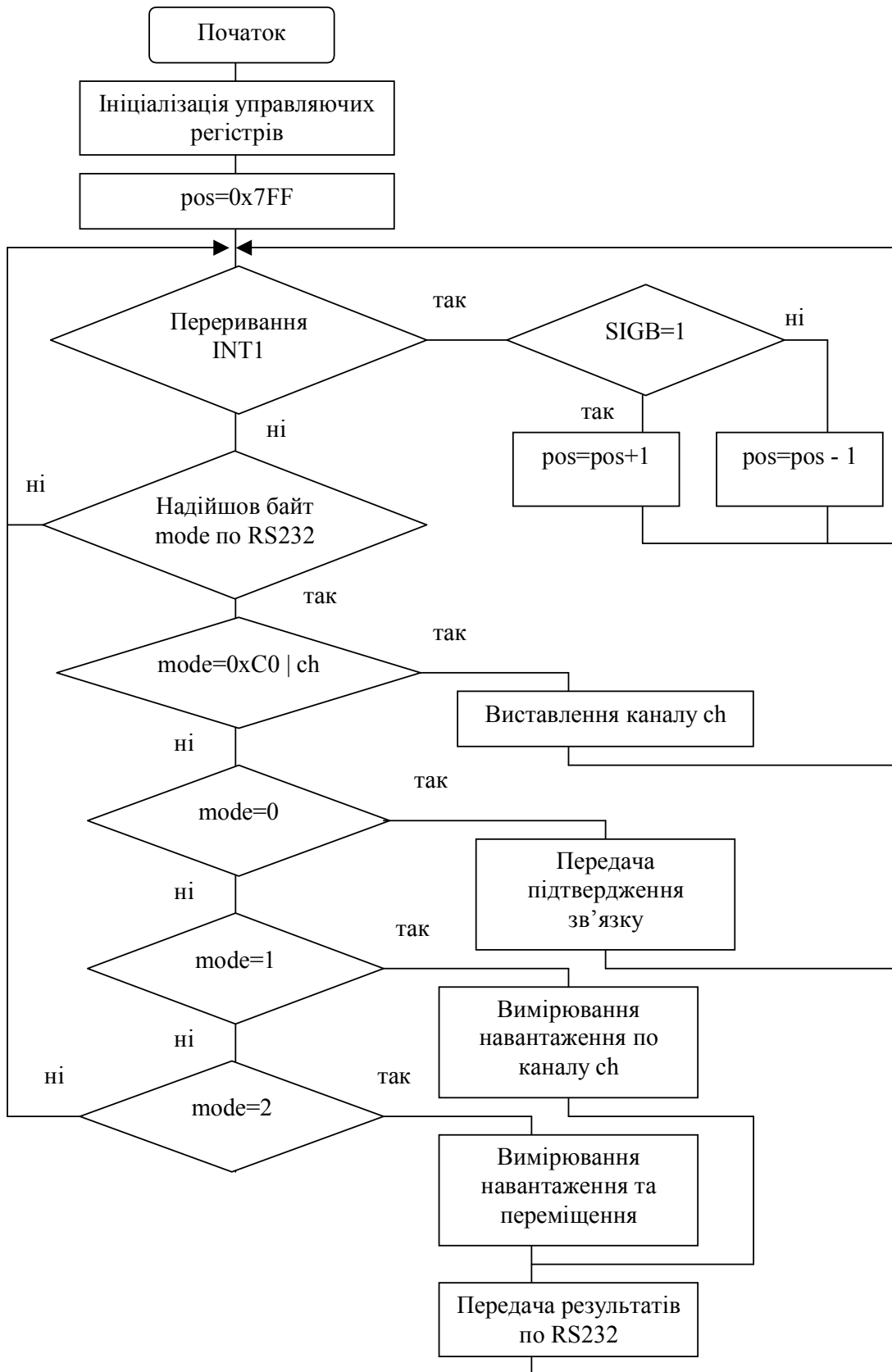


Рис. 6.39. Блок-схема програми пристрою перетворення вимірювальної інформації

Таким чином, одиниця вимірювання переміщення, що

передається до керуючого пристрою, - кількість імпульсів давача. При відомих геометричних розмірах давача переміщення кількість імпульсів однозначно перетворюється в одиниці довжини, а для отримання абсолютних значень необхідно від елементів масиву переміщення за цикл качання ШГНУ відняти найменший елемент масиву. Всі ці перетворення, а також відслідковування початку циклу качання ШГНУ, входять у задачі керуючого пристрою.

6.4.5.2 Програмне забезпечення контролеру збору інформації

Програма для контролера ATmega103 написана з використанням інтегрованого середовища E-Lab на мові високого рівня Паскаль для AVR-контролерів. Такий вибір зумовлений наявністю в E-Lab зручних засобів відладки з симуляцією роботи периферійних пристроїв – графічного дисплея, клавіатури та послідовного інтерфейсу. Результуючий програмний код при використанні E-Lab Pascal має дещо більший обсяг та меншу швидкодію, ніж при використанні Сі-компіляторів, але час розробки програм значно скорочується за рахунок наявності у E-Lab Pascal встроєних функцій для роботи з периферійними пристроями, насамперед графічним дисплеєм.

Контролер збору інформації виконує наступні дії:

- запис динамограми для вибраної свердловини на протязі одного циклу качання;
- відображення динамограми на графічному дисплеї;
- оперативне діагностування технічного стану ШГНУ за динамограмою;
- зберігання архіву динамограм у флеш-пам'яті;
- перегляд архіву динамограм;
- передача архіву динамограм до ЕОМ верхнього рівня;
- прийом від ЕОМ списку свердловин і родовищ.

Інтерфейс користувача організований за допомогою меню та чотирьох кнопок, які виконують функції переміщення по пунктах меню, вибору пункту(перехід на рівень вниз) та відміни (перехід на рівень вверх). Структура меню зображена на Рис. 6.40.

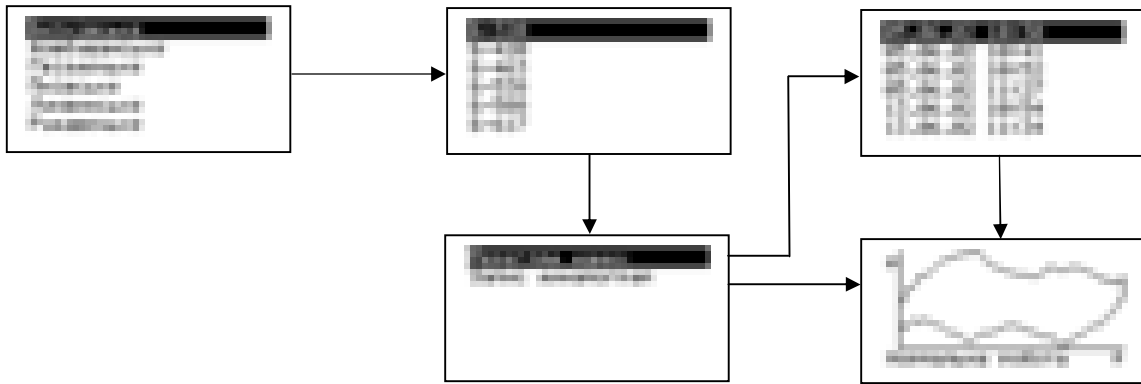


Рис. 6.40. Структура меню контролера збору і обробки інформації

Список свердловин і родовищ приймається від ЕОМ по послідовному інтерфейсу після надходження байту запиту на передачу списку і зберігається за початковими адресами флеш-пам'яті. Одночасно від ЕОМ передається поточна дата, що використовується для встановлення/корекції показів годинника реального часу. Після отримання від ЕОМ байту запиту на передачу даних весь вміст архіву динамограм із флеш-пам'яті передається до ЕОМ по послідовному інтерфейсу, після чого відбувається стирання мікросхем флеш-пам'яті та прийом списку свердловин і родовищ для його поновлення (оскільки дані, що зберігаються у флеш-пам'яті, можуть бути стерті тільки повністю).

6.5 Повірочний стенд для тарування динамографів

Повірочний стенд, призначений для метрологічних відділів експлуатаційних підприємств, повинен відповідати наступним вимогам:

- похибка відтворення навантаження 0.2...0.3%
- перевірка накладних давачів навантаження
- перевірка вставних давачів навантаження
- мінімальні масогабаритні показники
- простота в експлуатації та обслуговуванні.

Виходячи з цього слід розглянути два варіанти реалізації стенду – гідравлічний та механічний важільно-вантажний (МВВ). МВВ-стенди забезпечують високі показники відтворення навантажень, однак мають при цьому значні масогабаритні показники (для діапазону $0...12 \cdot 10^4$ Н) [130]. Це викликано тим, що для зменшення похибки відтворення навантаження кількість важелів в такому пристрої (а, отже, і кількість опор тертя) повинно прямувати до мінімуму, що призводить до застосування важелів

невиправдано великих розмірів (2-5м) за умови використання прийнятних мас еталонних вантажів 8-20кг. Гідравлічна конструкція, в свою чергу, забезпечує компактність та простоту в експлуатації, хоча деякі труднощі існують з визначенням тертя в ущільненнях гідравлічних елементів. Тому зупинимось на гідравлічній конструкції повірочного стенду. Схематично його конструкція зображена на Рис. 6.41. Гідроциліндр механічно з'єднаний з рухомою площиною S і утворює з нерухомими площинами X і Y зони стиску A та розтягу B . Стрілками показаний напрям робочого ходу. В зоні стиску може бути розміщений вставний динамограф, в зоні розтягу – закріплений зразок полірованого штоку, на який може бути встановлений накладний динамограф. Створення робочого тиску здійснюється за допомогою вантажопоршневого манометра, що забезпечує одночасно і вимірювання його значень з похибкою біля 0.1%.

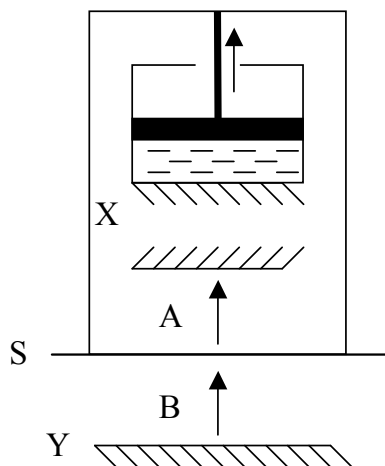


Рис. 6.41. Схематична конструкція гідравлічного стенду

Для визначення власного паразитного тертя поршня та його ущільнень в його конструкції передбачена можливість визначення його паразитного опору. Принцип дії ілюструє схема направляючих та ущільнень робочого поршня (див. Рис. 6.42).

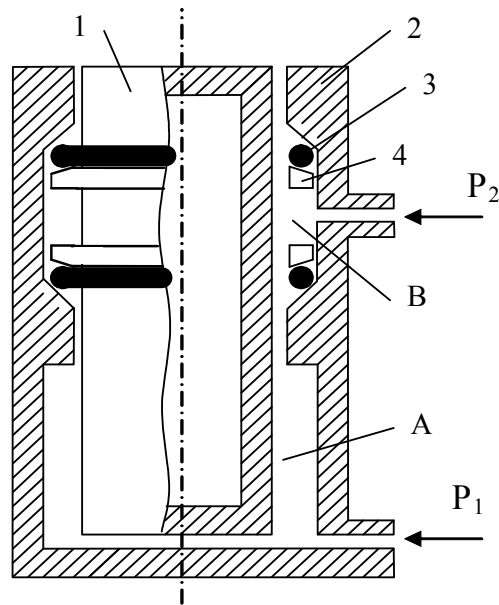


Рис. 6.42. Конструкція поршня гідравлічного стенду:

- 1 – робочий поршень;
- 2 – робочий циліндр;
- 3 – гумове ущільнення;
- 4 – конусне притискне кільце.

При цьому використовуються дві точки подачі рідини P_1 та P_2 . За допомогою вводу P_1 здійснюється підйом поршня плунжерного типу при основному робочому ході стенду.

Гідровід P_2 служить для подачі робочої рідини з тиском $P_2 = P_1$ в зону ущільнень (В). Це призводить до руху конусних притискних кілець (показано стрілкою) та деформації кільцевих гумових ущільнень, внаслідок чого відбувається герметизація поршня по відношенню до робочого циліндра. Рівність тисків P_1 та P_2 в робочій підплунжерній зоні та в зоні ущільнень призводить до мінімізації переходу рідини між зонами А і В (в ідеалі – унеможливує таке перетікання). Розподілене управління підйомом поршня та його герметизацією дозволяє визначити тертя гумових ущільнень. Для цього слід:

- 5) підняти поршень на деяку висоту над циліндром;
- 6) від'єднати гідровід P_1 від тиску робочої рідини;
- 7) подати на гідровід P_2 необхідний робочий тиск рідини для герметизації поршня;
- 8) на робочий поршень шляхом поступового наростання встановлювати вантажі відомої маси аж до моменту початку руху поршня вниз під дією ваги контрольних вантажів;

9) обчислити силу тертя ущільнень при робочому ході за формулою $F_T = \frac{P_x}{2}$, де P_x - вага контрольних вантажів.

Ця формула справедлива внаслідок того, що при робочому ході за нормальних умов нижнє гумове ущільнення залишається недеформованим внаслідок рівності тисків P_1 та P_2 .

Методика тарування за допомогою вищеописаного стенда включає наступні етапи.

- 1.1 Перевірити справність КВА шляхом візуального огляду. Звернути увагу на цілісність гідравлічних з'єднань та відсутність течі в місцях з'єднань.
- 1.2 Перевірити справність вантажопоршневого манометра у відповідності до інструкції з експлуатації цього пристрою.
- 1.3 Перевірити функціонування робочої програми динамометрування на ЕОМ шляхом її запуску в режимі калібрування.
- 1.4 Включити живлення електронних вузлів динамографа і здійснити їх прогрів протягом 30 хв.
- 2 Визначення сили тертя ущільнень повірочного стенду.
 - 2.1 Підняти поршень на висоту 20-30% від максимальної висоти підйому за допомогою гідравлічного насоса вантажопоршневого манометра.
 - 2.2 Здійснити переключення гідровводу P_1 на вивідну гідромагістраль.
 - 2.3 Подати тиск на гідроввід P_2 , що дорівнює підймальній силі 100кг.
 - 2.4 Здійснити підбір ваги вантажів P_{x100} до початку руху поршня вниз.
 - 2.5 Обчислити $F_T = \frac{P_{x100}}{2}$.
 - 2.6 Повторити пп. 2.1-2.5 для тисків, що відповідають силам 0.5, 1, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10т.
 - 2.7 Занести обчислені значення F_{Tx} в калібрувальну програму.
 - 2.8 П.2 повторювати один раз на добу перед початком вимірювань.
 - 2.9 У випадку нестабільності одержаних значень F_{Tx} вважати повірочний стенд несправним і припинити подальші вимірювання до усунення причин несправності.
- 3 Калібрування давачів навантаження.
 - 3.1 Для накладних давачів:

- 3.1.1 Підняти робочий поршень на відстань, достатню для фіксації зразка робочого полірованого штоку.
- 3.1.2 Зафіксувати робочий зразок полірованого штоку.
- 3.1.3 Встановити накладний динамограф.
- 3.2 Для вставних давачів: встановити вставний динамограф.
- 3.3 Встановити зусилля 100кг.
- 3.4 Зафіксувати одержане значення в калібрувальній програмі.
- 3.5 Повторити пп. 3.4-3.5 для зусиль 0.5, 1, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10т.
- 3.6 Встановити зусилля 10.1т.
- 3.7 Встановити зусилля 10т.
- 3.8 Повторити п. 3.4.
- 3.9 Повторити п. 3.5 для зусиль 8, 5, 4, 3, 2, 1.5, 1, 0.5 т.
- 3.10 Записати одержану калібрувальну таблицю.

Вказана методика передбачає використання спеціальної калібрувальної програми, що забезпечує формування файлу калібрувальних коефіцієнтів сплайн-інтерпольованої залежності вихідного сигналу давача зусилля від прикладеного навантаження, утвореної як середнє арифметичне значень вихідного сигналу при збільшенні (п.3.5) та зменшенні (п.3.9) навантаження. За умови використання системи динамометрування, описаної в розділі 3.4, цей файл записується в електрично-перепрограмовану пам'ять (EEPROM) мікроконтролера AT90S8535, що входить до складу пристрою первинного перетворення вимірювальної інформації, за допомогою програматора.

7. ВАТМЕТРОГРАФІЧНІ ДАВАЧІ ТА СИСТЕМИ

7.1 Методи вимірювання споживаної електричної потужності

Вибір принципів вимірювання споживаної електричної потужності для діагностування ШГНУ є важливим із погляду оптимальності побудови діагностичних систем. Очевидно, що для запису та відтворення ватметрограм привідних асинхронних електродвигунів ВК потрібні спеціалізовані ватметрографи, які дозволяють здійснювати безінерційне вимірювання усередненого за період робочої частоти значення потужності. Питання вимірювання споживаної електричної потужності різноманітних електричних машин розглядалось доволі давно [141, 142]. Відомі методи можна класифікувати наступним чином:

1. За робочою частотою напруг та струмів :

1.1 Низькочастотні (з робочою частотою змінних напруг $0 \div 10^3$ Гц)

1.2 Високочастотні (з робочою частотою напруг понад 10^3 Гц) [143]

2. За кількістю необхідних ліній вимірювання:

2.1 Однофазні

2.2 Багатофазні (три- і більше). Домінуючими є трифазні системи.

3. За способом вимірювання потужності трифазних систем [141]:

3.1 Метод одного ватметра

3.2 Метод двох ватметрів

3.3 Метод трьох ватметрів

4. За способом одержання інформації про потужність [142]:

4.1 Прямі: вимірювання напруг та струмів:

4.1.1 Періодична вибірка з деякою, наперед визначеною і заздалегідь вищою від частоти робочих напруг, частотою та оцифровування значень напруг та струмів, з подальшим перемноженням цих значень та інтегруванням на періоді робочої частоти. Застосовується в сучасних цифрових вимірювальних системах.

4.1.2 Однократне (або періодичне з низькою частотою опитувань) вимірювання амплітудних або діючих значень напруг та струмів, та постійне відслідковування зсуву фаз між ними, з

подальшим обчисленням за формулою: $P = UI \cos \varphi$. Метод майже не зустрічається в цифрових системах.

4.2 Опосередковані (непрямі): вимірювання параметру, що прямо залежить від споживаної електричної потужності.

4.2.1 Вимірювання температури нагрівного елемента, включеного в досліджуване електричне коло (для вимірювання температури можуть бути використані вузли досліджуваної електричної машини).

5. За способом використаних обчислювачів:

5.1 Аналогові обчислювальні перетворювачі

5.1.1 Перемножувачі на феритових елементах. Мають значну надійність, проте точність їх низька і залежить від багатьох чинників, в першу чергу від температури ($\delta \in 1..5\%$).

5.1.2 Аналогові напівпровідникові інтегральні перемножувачі. Мають якісніші показники точності ($\delta \in 0.1..2.5\%$), однак гірші з точки зору надійності [144, 145, 146].

5.1.3 Квадратичні вентильні перетворювачі з кусково-лінійною апроксимацією параболи. Це керовані резистивні подільники напруги, коефіцієнт поділу яких залежить від величини напруги прикладеного сигналу [147].

5.2 Цифрові обчислювальні перетворювачі.

5.2.1 Обчислювачі загального призначення. Пристрої, побудовані за таким принципом роботи, як правило, містять цифрові обчислювальні перетворювачі, в якості яких можуть бути використані мікропроцесори, мікроконтролери, програмовані логічні інтегральні схеми.

5.2.2 Спеціалізовані обчислювачі. Використовуються спеціалізовані мікросхеми вимірювачів потужності [148, 149, 150].

В зв'язку з широким поширенням мікроконтролерів широкого розвитку набувають методи, орієнтовані на використання цих пристроїв. В [151] описаний метод вимірювання електричної енергії на основі 16-розрядного мікроконтролера MSP-430, який використовує принцип зменшення кількості точок вимірювання значень напруг та струмів (Reduced Scan Principle), що дозволяє зменшити кількість вимірювань та обчислень вдвічі, використовуючи для обчислень (за наведеними формулами), попередньо вже виміряні значення. Метод безперечно заслуговує на увагу, однак він є інтелектуальною власністю Texas Instruments

і може бути використаний в пристроях, які базовані виключно на мікроконтролерах цієї компанії.

Виходячи з наведеної класифікації, можна видалити з кола придатних для діагностування ШГНУ методів непрямий (за вимірюванням температури елементів, що нагріваються) як такий, що занадто інерційний. Аналіз відомих цифрових інтегральних вимірювачів електричної енергії [148, 149, 150] виявив, що їх використання сьогодні обмежується їх параметрами (орієнтація на потужності до 10 кВт, інтегрування даних на тривалому часовому проміжку ≈ 1 сек, що зручно для вимірювачів (лічильників) спожитої електроенергії, але незручно для ватметрографів), доступністю цих елементів взагалі. Інші методи так чи інакше можуть бути використані (і використовуються) для побудови вимірювальних перетворювачів споживаної потужності привідних електродвигунів ВК. Підлягає сумніву доцільність використання феритових елементів у якості перемножувальних елементів вимірювачів – через нестабільність їх параметрів. Використання ж аналогових інтегральних перемножувачів у таких пристроях є цілком імовірним, і на даному рівні розвитку техніки вони можуть бути використані, оскільки спрощують схему та підвищують ремонтоздатність вимірювальних перетворювачів. Використання цифрових вимірювальних систем із мікросхемами загального призначення (АЦП, мікроконтролерами, програмованими логічними матрицями) є також доцільним, бо використання програмованих пристроїв дозволяє здійснити корекцію похибок різноманітного походження, присутніх у системі. Тому для розробки технічних засобів оптимальним є останній метод.

7.2 Аналіз технічних засобів контролю за споживаною потужністю електроприводів ВК

Дослідження доступної інформації про технічні засоби, так чи інакше пов'язаних з ватметрографічним методом діагностування ШГНУ, виявили незначну, в порівнянні з динамометричними системами, кількість таких серійних засобів. В основному це пов'язане із технологією експлуатації ШГНУ, де, особливо для малодобітних свердловин, засоби автоматизації використовуються в обмежених формах, а діагностування здійснюється епізодично. Для такого способу експлуатації зручні динамографічні методи. Однак все більшого розповсюдження в світі набувають автоматизовані методи діагностування ШГНУ, що

відображається на динаміці пропозицій виробників контролерів ШГНУ. Розглянемо деякі з відомих пристроїв.

Відомий перетворювач активної потужності [152] (СРСР), що використовується для автоматичного контролю момента на валу двигуна електробура, який, в разі під'єднання його до самописця, може бути використаний для ватметрографування ШГНУ. Пристрій повністю аналоговий з використанням феромагнітних дроселів із додатковим підмагнічуванням в якості перемножувальних вузлів.

Апаратно-програмний комплекс діагностування нафтової свердловини (КШГН) ТК-166.01 СКБ "Промавтоматика" (Росія) [76] призначений для автоматизації роботи верстата-качалки, оптимізації роботи обладнання, оперативного виявлення аварійних ситуацій та невідповідностей в режимі роботи обладнання. КШГН реалізує метод визначення параметрів та станів заглибного та наземного обладнання шляхом вимірювання та обробки діаграм активної потужності, яка витрачається електроприводом верстата-качалки на піднімання рідини (ватметрографування). Контролер ТК-166.01 є спеціалізованим мікропроцесорним пристроєм, який здійснює вимірювання струму та напруги живлення електродвигуна, обчислення в реальному часі потужності, та побудову графіка спожитої енергії протягом кожного циклу качань. Контролер містить математичний апарат для визначення стану обладнання та здійснює оперативне керування верстатом-качалкою у відповідності до результатів аналізу розрахованих параметрів та стану давачів. Комплекс дозволяє виявляти: обрив та ковзання клинопасової передачі, задири на полірованому штоці, обрив штанг, биття в редукторі, розбаланс противаг, заклинювання насоса, високу та низьку посадки плунжера, несправність клапанів насоса, незаповнення насоса, відсутність стовпа рідини. Крім того, можливо визначити основні електричні характеристики: перевантаження за струмом, відхилення напруги від норми, перекося фаз, відхилення частоти мережі живлення від норми, визначення коефіцієнта гармонік для напруги живлення, визначення коефіцієнта реактивної потужності. Додаткові можливості включають у себе: автоматизоване балансування верстата-качалки, підрахунок спожитої електроенергії (активної та реактивної), автоматичне керування періодичною відкачкою (два режими), автоматичне виключення

при аварійних ситуаціях. Одержання інформації здійснюється за допомогою триканального вимірювача напруги та триканального вимірювача струму.

Контролер автоматичного керування електродвигуном верстата-качалки із штанговим насосом “Таир-АК” (фірма “Виброцентр”, Росія) [77] призначений для :

- автоматичного відключення двигуна ВК при зниженні рівня рідини до приймального клапана;
- включення електродвигуна після часу технологічної паузи, яка визначається системою автоматично, виходячи з умов експлуатації системи “насос-свердловина”;
- оперативного виявлення дефектів стану установки електродвигуна, редуктора, клапанів, плунжерної пари, відкладень парафіну;
- розрахунку параметрів вантажів для зрівноважування ВК;
- математичне забезпечення контролера ґрунтується на трьох алгоритмах:
 - реєстрації ватметрограми та перетворення її в аналог динамограми;
 - діагностики стану та визначення ефективності роботи насосної установки;
 - адаптивної експертної системи управління електродвигуном, виходячи із забезпечення максимальної ефективності роботи ШГНУ при мінімумі споживаної електроенергії;

Одержання інформації здійснюється за допомогою одноканального вимірювача напруги, одноканального вимірювача струму та безконтактного кінцевого давача положення балансира.

Фірма Stromag Inc., (Техас, США) [208] випускає систему Magna Speed Drives для регулювання частоти обертання роторів двигунів ВК. Вона забезпечує:

- вимірювання струму споживання електродвигунів та визначення їх крутного моменту;
- «м'який» старт електродвигуна;
- цифровий вивід швидкості качань ВК;
- контроль натягу канатної підвіски ВК;
- контроль стану заглибного обладнання ВК;
- вимірювання навантаження на полірований шток;

Робота системи базується на вимірюванні вихрових струмів. До системи можуть бути підключені двигуни 2-200 к.с. (1,5-150 кВт). Слід зазначити, що діагностування електродвигунів шляхом вимірювання їх вихрових струмів є перспективним методом із погляду надійності розробленого обладнання. Його реалізація вимагає значної експериментальної бази даних сигналів [153], що характеризують відповідні режими конкретної моделі електродвигуна. Теоретичні електромагнітні моделі асинхронних двигунів є складними, тому для побудови універсальної ватметричної діагностичної системи для ШГНУ розробка такого методу вимагає проведення великої кількості дослідів зі всіма моделями електродвигунів, які використовуються в ШГНУ.

Прилад контролю стану верстатів-качалок “Тест-СК” (“Виброцентр”, Росія) [78] призначений для проведення діагностування технічного стану обладнання ВК. Він дозволяє проводити діагностування технічного стану не тільки штангового насоса, але й редуктора та привідного електродвигуна. В приладі використовується додатковий віброканал для діагностування технічного стану підшипників кочення редуктора та привідного електродвигуна. Технічні характеристики приладу “Тест-СК” наведені в табл. 4.1.

Таблиця 7.1 Основні технічні характеристики приладу ватметрографічного контролю ШГНУ “Тест-СК”

Діапазон вимірюваної потужності, кВт	0.05..20 0
Тривалість запису ватметрограми, сек.	≤ 40
Кількість записаних в пам'ять ватметрограм	400
Частотний діапазон віброканалу, Гц	5..5000
Роздільна здатність графічного РКІ	128*64
Діапазон робочих температур, град.	-20..+60
Час роботи від внутрішнього джерела, год.	6
Вага приладу без давачів, кг	1.0

Типовий ряд станцій управління верстатами-качалками “Омь”, “Омь-2КС”, “Омь-1”, “Омь-2С”, “Омь-3К”, “Ангара”, що виробляються Омським електромеханічним заводом (Росія)[79],

містять вимірювальні перетворювачі, призначені для одержання ватметрографічної інформації, та мікроконтролерні блоки аналізу одержаної інформації, що дозволяє також дозволяє говорити про використання в цих пристроях ватметричних методів діагностування ШГНУ.

7.3 Методи побудови та джерела похибок ватметрографічних давачів

Відомі цифрові трифазні вимірювачі спожитої електроенергії [148, 149, 150] мають типову структуру (рис. 7.1).

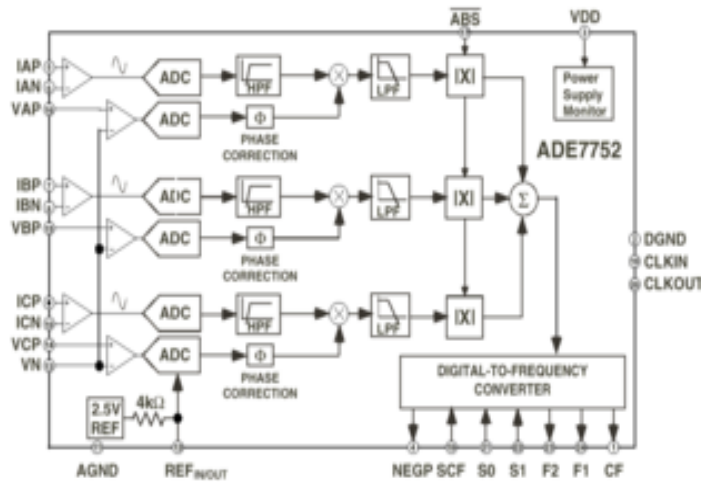


Рис. 7.1. Структура трифазного вимірювача потужності ADE7752

Загальна структура типового модуля вимірювання потужності трифазної системи ADE7752 (за Analog Devices) включає в себе всі основні необхідні вузли: ADC – аналогово-цифровий перетворювач (АЦП), HPF – фільтр високих частот (ФВЧ), phase correction – лінія затримки для усунення паразитних фазових зсувів, Digital to frequency converter – цифро-частотний перетворювач. 2.5V REF – прецизійне джерело опорної напруги 2,5 В, power supply monitor – монітор системи живлення. Наявність ФВЧ викликана необхідністю усунення постійної складової в сигналі напруги та струму, яка може бути присутня внаслідок паразитних випрямлювальних явищ у системі електропостачання. Внаслідок інтегральної реалізації всього пристрою, ФВЧ – цифровий і потребує додаткової корекції фазових спотворень сигналу за допомогою лінії затримки. Вихід такого пристрою – частотний і призначений для роботи з електромеханічними

лічильниками спожитої електроенергії. Високочастотний вихід CF – обмежений частотою 5 кГц. Період вихідних імпульсів, як показують власні експериментальні дослідження, приладу аналогічної серії (ADE7751) – нестабільний. Тому точність вимірювань із використанням такого роду пристроїв та комбінованих методів перетворення інформації (вимірювання періоду вихідної послідовності CF з подальшим усередненням щодо декількох значень) для випадку ШГНУ не перевищить $0,65 \div 0,8$ %, що в сумі з похибкою трансформаторів струму 0,5% складе неприпустимі значення з погляду діагностування. Проте вимірювання швидкості обертання ротора привідного електродвигуна ШГНУ – завдання, яке потребує використання додаткових апаратних засобів. Виходячи з цього, реалізовано необхідний засіб вимірювання за допомогою мікроконтролера – як найбільш простого способу реалізації поставленої мети. Типова структура модуля вимірювання потужності трифазної системи (рис. 7.1) є економічно вигідною тільки за умови її інтегрального виконання у вигляді великої інтегральної схеми (ВІС). У випадку використання дискретних елементів собівартість приладу виходить надмірною, тому деякі автори пропонують використовувати спрощену схему з одним АЦП та ключовою послідовною комутацією каналів [154]. У такому вимірювачі наявний один АЦП та аналоговий мультиплексор, який по чергово перемикає канали вимірювання. Посилаючись на відомий світовий досвід проектування ватметрографів для діагностування ШГНУ та враховуючи симетричність асинхронного електродвигуна як навантаження, доцільно використати метод двох ватметрів (рис.7.2) для зменшення кількості первинних перетворювачів з 6 до 4 [155]. Такий вибір є компромісним рішенням, оскільки покращує точність вимірювання в порівнянні з методом одного ватметра.

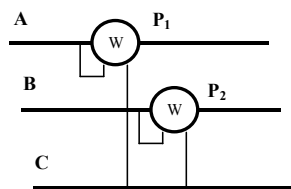


Рис. 7.2. Схема вимірювання потужності методом двох ватметрів

Розглянутий вимірювач потужності діє за методом двох ватметрів; при цьому сигнали u_1, i_1, u_2, i_2 відповідають значенню напруг та струмів, виміряних між фазами АС та ВС. Несинфазність дискретизації у чотирьох каналах вимірювання u_1, i_1, u_2, i_2 призводить до появи похибки, значення якої різко збільшується в межах мінімальних потужностей [156]. Причому це відбувається навіть у тому випадку, коли ця потужність визначається тільки зсувом фаз між напругами та струмами ($\cos \varphi$), а амплітудні значення напруг та струмів – максимальні. Вихід із ситуації можливий за рахунок забезпечення одночасності вимірювань при використанні відповідної кількості схем вибірки-зберігання чи АЦП або програмної корекції похибки за допомогою інтерполяційного алгоритму. Використання схем вибірки-зберігання для таких частот виглядає нераціональним через додаткові апаратні витрати. Крім того, на сучасному етапі спостерігається використання схем вибірки-зберігання тільки для діапазонів ВЧ (відеотехніка, ультразвук), а для НЧ-діапазону такі мікросхеми не використовують. Тому доцільно розглянути можливість програмної корекції похибки несинфазності дискретизації сигналів. Блок-схема такої системи виглядатиме так, як наведено на рис. 7.3.

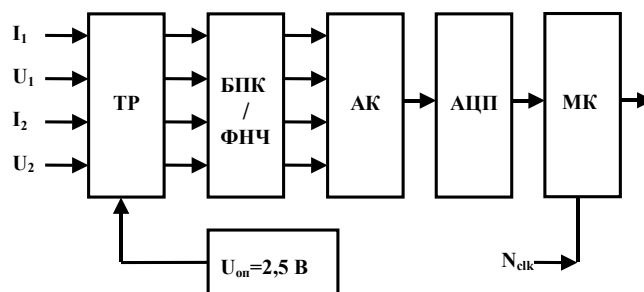


Рис. 7.3. Блок-схема цифрового вимірювача електричної потужності з одним АЦП: ТР – транслятор рівня; БПК – буферний підсилювальний каскад; АК – аналоговий комутатор; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; МК – мікроконтролер; $U_{оп}$ – джерело опорної напруги; ФНЧ – фільтр низьких частот (протизавадний фільтр); I_1, U_1, I_2, U_2 – сигнали вимірюваних струмів та напруг; $N_{дк}$ – імпульси з давача обертів електродвигуна

Вибір типу алгоритму корекції обмежується обчислювальними можливостями мікроконтролерних засобів. Враховуючи це, для восьмирозрядних систем рекомендований алгоритм з квадратичною інтерполяцією вхідних даних [114].

Аналітично він може бути описаний формулою

$$y_i = a(t_i - dd)^2 + b(t_i - dd) + c, \quad (1)$$

де y_i – скоректоване значення i -го відліку сигналу, t_i – поточний час (сек),

dd – час між сусідніми вимірами однієї вибірки сигналів (сек), а додаткові розрахункові коефіцієнти a, b, c визначаються як:

$$a = \frac{y_{i-2} - 2y_{i-1} + y_i}{2dt^2},$$

$$b = \frac{y_i - y_{i-2} - 2at_{i-1}}{2dt},$$

$$c = y_{i-1} - ay_{i-1}^2 - bt_{i-1},$$

де dt – інтервал дискретизації між вибірками.

Проведене моделювання показує, що відносна похибка при цьому зменшується до 0,52%. Використання ж лінійної інтерполяції зменшує цю похибку до 12%, що недостатньо для практичного використання. Орієнтуючись на застосування 8-розрядних мікроконтролерів без зовнішньої оперативної пам'яті (для зменшення загальної кількості корпусів мікросхем) і враховуючи, що об'єм внутрішньої пам'яті таких контролерів складає біля 0,5 кБайт, приходимо до висновку про необхідність використання 2 каналів вимірювання з двома ідентичними мікроконтролерними обчислювачами, двома АЦП, кожен з яких вимірює свій струм та напругу. При цьому кількість дискретизованих даних збільшується вдвічі, а зсув фаз між першим і останнім оцифрованим значенням однієї часової точки вимірювання – зменшується вчетверо. Крім того, в два рази зростає обчислювальна потужність пристрою. Моделювання такого способу вимірювання потужності свідчить, що похибка при цьому зменшується до 0,1%.

Інша причина виникнення похибок – можлива нестабільність промислової частоти живлення електродвигуна (50Гц). Підставивши у функцію обрахунку потужності деякі можливі частоти, відмінні від 50 Гц, одержимо відповідну графічну залежність (див. рис. 7.4).

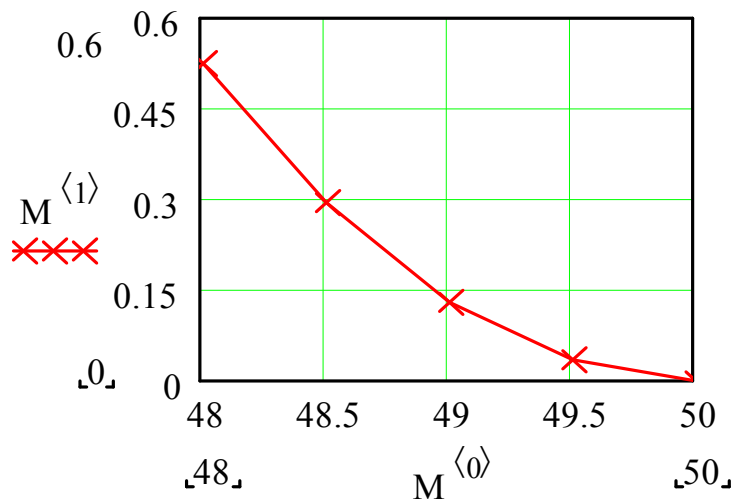


Рис. 7.4. Похибка обчислення потужності при відхиленні частоти мережі від номінальної:

$M^{(1)}$ – відносна похибка (%); $M^{(0)}$ – частота мережі (Гц)

Грунтовних даних щодо імовірності виникнення частотних відхилень в електромережах живлення привідних двигунів ШГНУ для України немає, проте вибіркові дослідження, проведені на 5 нафтовидобувних свердловинах Західної України протягом 2001-2002 рр., не зареєстрували відхилення робочої частоти нижче 49,9 Гц. Для такого значення частоти, відносна похибка складає $1,259 \cdot 10^{-3} \%$. Проте дослідження, проведені раніше, [157] свідчать про можливість зниження частоти до 48,9 Гц. (похибка 0,15%). Виходячи з цього, можливе застосування відповідного компенсаційного алгоритму для корекції і цієї похибки.

Проблема забезпечення точності вимірювання корисного гальмівного моменту на роторі двигуна особливо важлива при діагностуванні ШГНУ через сильне спотворення корисного діагностичного сигналу від підземного обладнання під час проходження ним наземного тракту установки. В першому наближенні ці втрати можуть бути описані шляхом введення деякої постійної складової. Постійна складова похибки вимірювання – це сумарна похибка, що складається з додаткових втрат потужності двигуна (<10%), похибки трансформатора струму (<0,5%), похибок температурного дрейфу підсилювальних каскадів вимірювальних схем (<0,1%), та температурного дрейфу аналогово-цифрових перетворювачів (<0,2%). Нехтуючи постійним зміщенням при перетворенні ватметрограм у

динамограми, можна одержати результат, який сильно відрізняється від істинного. Щоб довести це, проведемо числове моделювання прямого та зворотного перетворення “динамограма/ватметрограма”, скориставшись для цього формулою (2.17), хоча можуть бути використані будь-які статичні моделі ВК. Початкова динамограма в нормальному вигляді (залежність навантаження від переміщення), представлена на рис. 7.5. , після відповідних обчислень перетворюється в ватметрограму, зображену на рис. 7.6. . Для розрахунку в формулу підставлені геометричні розміри, маси та діапазон навантажень, що відповідає реально діючій установці (свердловина Б-320 Надвірнянського НГВУ).

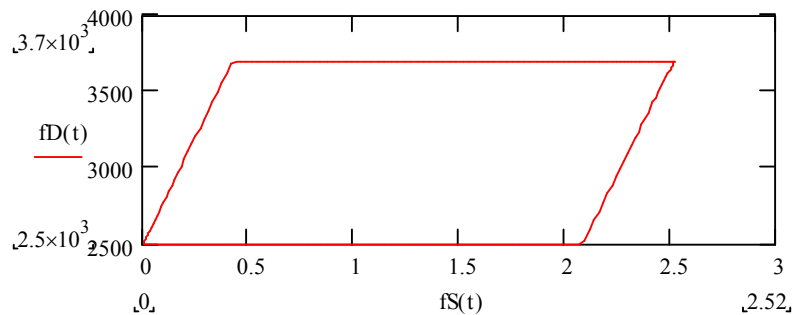


Рис. 7.5. Теоретична динамограма нормальної роботи ШГНУ

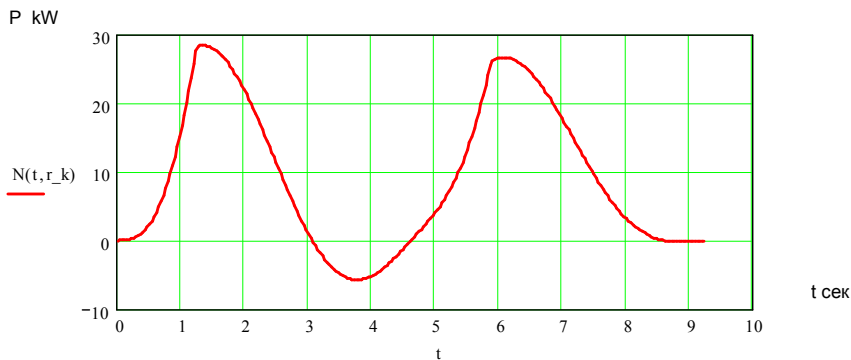


Рис 7.6. Теоретична ватметрограма нормальної роботи ШГНУ

Тепер дослідимо вплив постійного зміщення на зворотне перетворення “ватметрограма–динамограма”. Для цього використаємо формулу прямого перетворення (2.21), записану у вигляді $P_d = f(N)$, з можливістю додавати постійну складову до сигналу потужності $P_d = f(N + dN)$. Зробимо розрахунок для цієї ж динамограми за умов нульового зміщення, зміщення в додатній і від’ємний бік на 1 кВт, що для діапазону вимірювання 0...50кВт складає 2%. Одержані в результаті розрахунку динамограми для

кращої візуалізації представлені в часі (на рис. 7.7.). Виклик функції перетворення ватметрограми в динамограму на рисунках зображений у вигляді $fD2(t, dN)$, де t – час, dN - постійне зміщення в кіловатах. На рисунку чітко видно появу розривів функції в початковій та кінцевій точках циклу (мертвих точках ходу полірованого штока верстата-качалки).

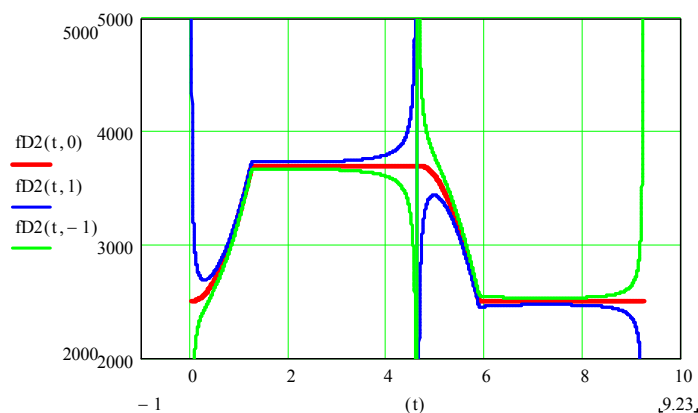


Рис. 7.7. Результати перетворення “ватметрограма/динамограма” за наявності постійного зміщення ± 1 кВт та без зміщення

Наявність похибки зміщення вимірної потужності 2% зумовлює суттєву деформацію протягом $\approx 25\%$ тривалості динамограми.

Аналогічні залежності одержані при перетвореннях динамограм з іншими дефектами. З наведених графіків видно, що незалежно від форми початкової динамограми перетворення ватметрограми в динамограму відбувається з похибкою, яка залежить тільки від значення початкового зміщення. Причому при надмірно збільшеній потужності знятої ватметрограми відносно істинних значень, послідовність напрямку розривів $+\infty, -\infty$, а при зменшеній $-\infty, +\infty$. Очевидно, що враховуючи це, можна реалізувати ітераційний алгоритм компенсації постійного зміщення, циклічно обчислюючи функцію динамограми в межах робочих мертвих точок верстата-качалки. При цьому слід зауважити, що при зменшенні похибки вимірювання ватметрограми до рівня 0,6%, суттєвої деформації зазнає тільки $\approx 8\%$ тривалості динамограми, що можна вважати достатнім для ефективного виявлення більшості дефектів насосного обладнання.

7.4 Приклад реалізації системи ватметрування

7.4.1 Обґрунтування конфігурації мікропроцесорної системи діагностування ШГНУ

Мікропроцесорна система діагностування ШГНУ, розроблювана з урахуванням теоретичних досліджень та результатів обробки експериментальних даних, повинна відповідати наступним вимогам:

- забезпечення можливості вимірювання електричної потужності привідного двигуна верстата-качалки за методом двох ватметрів, або одного ватметра – в залежності від апаратно-програмної конфігурації;
- забезпечення можливості вимірювання швидкості обертання обертальних частин ВК у двох каналах із використанням оптичного давача кута повороту з кількістю імпульсів на оберт ≥ 1024 ;
- забезпечення можливості передачі вимірних даних до ЕОМ або контролера збору інформації через послідовний канал в стандарті RS-232C;
- кількість відліків усередненої на періоді потужності за одиницю часу $n \geq 10$ вимірів /сек;
- приведена похибка вимірювання потужності $\leq \pm 0,6\%$ при повному діапазоні зміни температур оточуючого середовища;
- забезпечення можливості збереження, відтворення та аналізу одержаних даних;
- робочий температурний діапазон $-40^{\circ}\text{C} \dots +50^{\circ}\text{C}$.

Виходячи з індивідуальних технічних характеристик кожного ВК – таких, як маса зрівноважуючих вантажів, потужність асинхронного двигуна, тип редуктора та клинопасової передачі, геометричні розміри вузлів, доцільно розбити мікропроцесорну систему діагностування на дві частини – стаціонарну і мобільну. Стаціонарна частина розміщується в шафі електрообладнання ВК і разом із первинними давачами становить інтелектуальний перетворювач потужності та вимірювач швидкісних характеристик ВК. Швидкісні характеристики можуть вимірюватись або ні – в залежності від ступеня точності діагностування ШГНУ (в спрощеному варіанті їх вимірювання може не проводитись). Стаціонарна частина, в такій концепції побудови, містить лінеаризаційно-перетворювальне обчислювальне ядро, яке за

відомими інтерполяційними залежностями, одержаними після калібрування первинних перетворювачів, здійснює лінеаризацію сигналів на виході трансформаторів струму, їх оцифровку разом із сигналами напруги, корекцію похибки несинфазності дискретизації, обчислення значення миттєвої потужності та усереднення цих значень на періоді робочої частоти напруги живлення привідного двигуна ВК.

Мобільна частина системи діагностування може комплектуватись у залежності від технологічних потреб експлуатаційної організації:

- збір інформації за допомогою контролера збору і обробки інформації (з подальшим зчитуванням та обробкою за допомогою ЕОМ);
- безпосередньою обробкою даних за допомогою ЕОМ.

Контролер збору та обробки інформації призначений для накопичення інформації щодо свердловин у процесі їх досліджень, і дозволяє здійснювати тільки відображення ватметрограм в часовій та частотних формах та зберігати дані в енергонезалежній пам'яті. Це дозволяє здійснювати балансування ВК та виявляти дефекти редуктора та електроприводу ВК. Внаслідок спрощеного інтерфейсу (одна програма + шість клавiш управління), такий пристрій доступний персоналу без спеціального рівня кваліфікації та зручний в умовах підвищеної забрудненості тяжкими фракціями нафти прилеглої зони ВК. Глибокий аналіз одержаних даних у цьому випадку здійснюється в умовах управління за допомогою передачі даних на ЕОМ. Безпосередня обробка одержаних показників може виконуватись за допомогою ЕОМ типу NoteBook із відповідним програмним забезпеченням на ньому. Перевага такого методу – в оперативному діагностуванні ВК “на місці”, недоліки – необхідність кваліфікованого персоналу, незручність роботи з ЕОМ в забрудненій зоні. Однак, як показала практика проведення вимірювальних експериментів на базі Надвірнянського НГВУ, за умов гірських ландшафтів, при наявності пересувної лабораторії безпосереднє під'єднання вимірювача потужності до ЕОМ є абсолютно можливим. Мобільна частина системи повинна забезпечувати можливість під'єднання електронного динамографа для проведення всіх етапів діагностування та балансування ШГНУ.

У подальшому блок аналізу даних та діагностування ШГНУ може бути виконаним стаціонарний і містити в собі функції управління ШГНУ.

7.4.2 Створення структурної схеми вимірювального перетворювача.

Структурна схема вимірювального ватметрографічного перетворювача може бути представлена так (рис. 7.8):

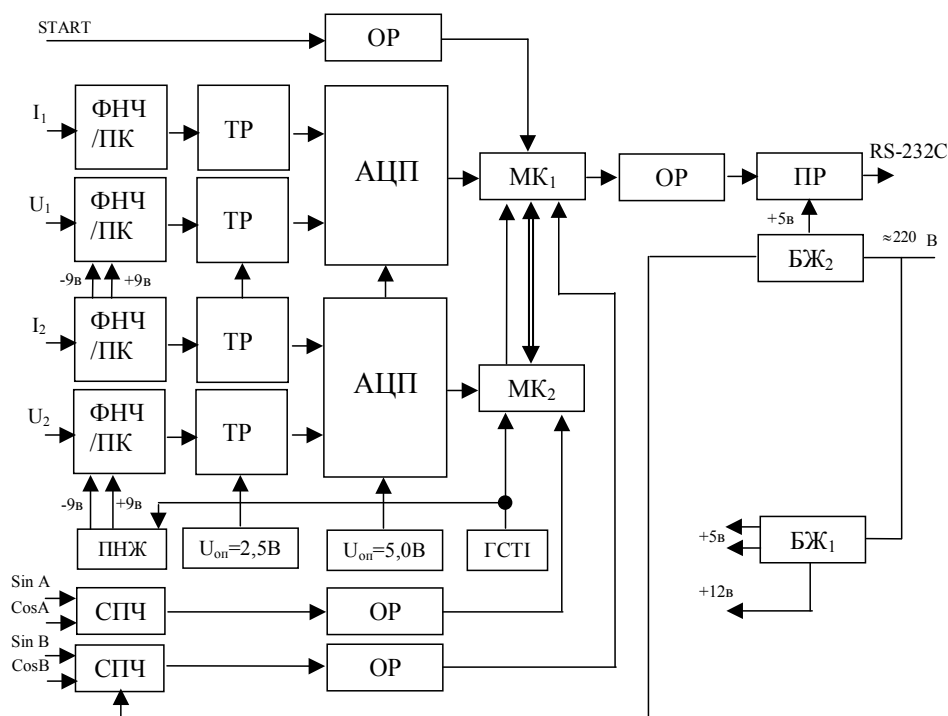


Рис. 7.8. Структурна схема ватметрографічного перетворювача

Тут ФНЧ/ПК – фільтр низьких частот/підсилювальний каскад, призначений для підсилення вхідного сигналу та зменшення рівня вхідних високочастотних завад; ТР – транслятор рівня вхідного сигналу, призначений для переносу його рівня у межі додатніх значень; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; МК₁ – ведучий мікроконтролер; МК₂ – ведений мікроконтролер; ОП – оптико-гальванічна розв'язка; ПР – перетворювач рівня TTL/RS-232C; БЖ₁ – блок живлення внутрішніх кіл схеми, БЖ₂ – блок живлення інтерфейсних частин схеми (обидва блоки живлення гальванічно розв'язані); ГСТІ – генератор синхронізуючих тактових імпульсів; ПНЖ – перетворювач напруги живлення призначений для одержання від'ємної напруги необхідної для нормального функціонування підсилювальних каскадів; $U_{оп}$ –

джерело опорної напруги; СПЧ – схема перетворення частоти; Сигнал START одержується від кінцевого вимикача (геркона) і свідчить про початок робочого циклу ВК. Розглянута схема в апаратній реалізації придатна також для функціонування в згорнутих варіантах – без вимірювання:

- кутових швидкостей ротора ведучого шківів;
- веденого шківів;
- потужності одним ватметром.

Режим роботи визначається тільки програмним забезпеченням.

Загальна схема вимірювальної системи, побудованої з використанням цієї схеми вимірювального ватметрографічного перетворювача може бути такою, як представлено на рис.7.9. Така схема включення апаратних засобів дозволяє здійснювати повне діагностування ШГНУ. Слід зауважити, що для досягнення абсолютно повного автоматизованого (або напівавтоматизованого) виявлення дефектів, до схеми (рис.7.9) слід включити канал вимірювання вібрації, що дозволить більш повно діагностувати стан підшипників та зубчастих пар редуктора та електродвигуна ВК.

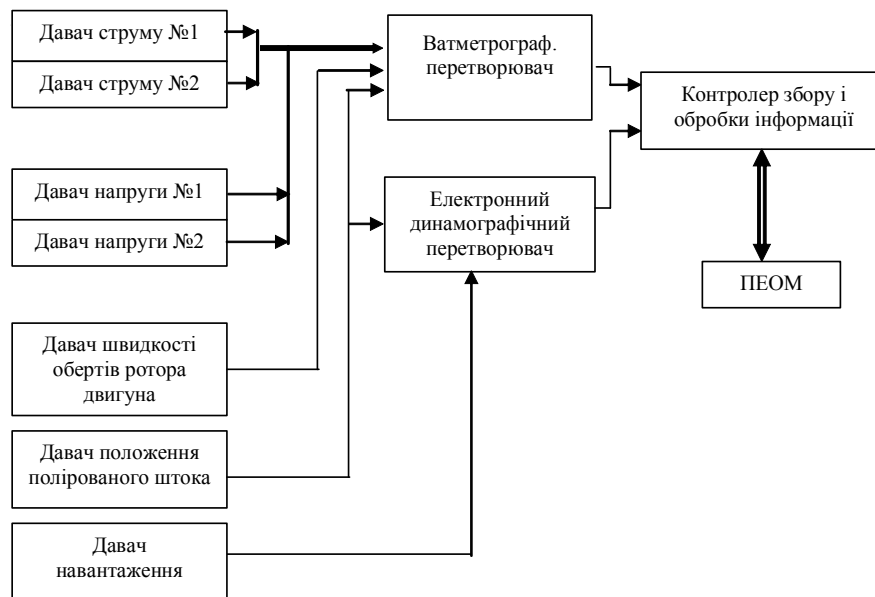


Рис. 7.9. Структурна схема системи діагностування ШГНУ

7.4.3 Обґрунтування та вибір елементної бази ВП

Однією з важливих проблем щодо створення апаратного забезпечення ватметричних систем діагностування ШГНУ є відсутність спеціалізованих інтегральних схем – вимірювачів електричної енергії із швидкісним виходом. Відомі взірці [148, 149,

150] призначені для використання в лічильниках спожитої електроенергії і мають швидкість видачі даних, меншу за необхідну. (<10 відліків/сек). У пристроях, які мають імпульсний вихід, швидкість видачі імпульсів є недостатня для побудови ватметрограм тривалістю 6...20 сек. Тривалість імпульсів є ненормованою величиною і, як показали проведені дослідження [158], має здатність до випадкових флуктуацій. Тому за допомогою комбінаційних алгоритмів, які враховують як частоту видачі імпульсів, так і їх тривалість, можна досягнути відносної похибки вимірювання $\geq \pm 0,6\%$, що не відповідає вимогам побудови ватметрографів для ШГНУ. Виходячи з цього, побудову ВП доцільно здійснити за схемною реалізацією на дискретних компонентах (АЦП, підсилювачі, оптико-гальванічні розв'язки, мікроконтролери, тощо). При виборі інтегральних компонентів було вирішено орієнтуватись на виробників, які мають широку інфраструктуру на ринку України, мінімізувавши можливість втрати комплектації у випадку зникнення торгової мережі постачальників. У такий спосіб були вибрані інтегральні компоненти виробництва "Analog Devices", "Atmel", "Maxim" та "Burr-Brown". Нижче наведені технічні характеристики основних елементів необхідні для проведення розрахунків принципової схеми та її метрологічних характеристик.

У ролі джерела опорної напруги 2,5В, необхідного для перетворення з біполярного вхідного сигналу в уніполярний, використано прецизійний інтегральний стабілізатор AD780 ("Analog Devices" [159]), призначений для роботи з 16-розрядними аналогово-цифровими вимірювальними системами. Стабілізатор AD780 містить довготривалий захист від короткого замикання на землю. Допустимі також короточасні закорочування напруги виходу мікросхеми до вхідної напруги живлення [159].

В якості джерела опорної напруги 5В, який застосовується для зменшення рівня можливих завад, що передаються по живленню, використано прецизійний інтегральний стабілізатор REF02 [160]. Стабілізатор REF02 також, як і AD780, містить довготривалий захист від короткого замикання на землю. Допустимі також короточасні закорочування напруги виходу мікросхеми до вхідної напруги живлення. Мікросхема рекомендована до використання в цифрових вольтметрах,

прецизійних регуляторах, перетворювачах “напруга/частота”, АЦП та ЦАП, контрольно-вимірювальній апаратурі [160].

У ролі аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) вибрано чотириканальну мікросхему ADS7841 (“Burr-Brown” [161]), призначену для побудови систем збору та обробки інформації з мінімальним енергоспоживанням. Мікросхема потребує тільки додаткового джерела опорної напруги. Тактування аналогово-цифрового перетворення відбувається від тактових синхроімпульсів зчитування даних і не потребує додаткових генераторів. Мікросхема є рекомендованою для використання в системах збору і обробки інформації, контрольно-вимірювальній апаратурі, приладах промислово-технологічного контролю, мобільних цифрових приладах та приладах автономного живлення.

У ролі інструментального підсилювача вибрана мікросхема INA141 (“Burr-Brown” [160]). Це прецизійний інструментальний підсилювач, який у своїй схемі включення не потребує додаткових елементів і має два фіксовані коефіцієнти підсилення $G=10$ і 100 , що вибираються в залежності від включення інтегральної схеми. Мікросхема побудована за класичною для такого класу приладів схемою – на трьох операційних підсилювачах з використанням технології лазерного підстроювання експлуатаційних параметрів; рекомендована для використання в мостових тензорезистивних підсилювачах, підсилювачах термопар, медичній апаратурі та в системах збору й обробки інформації.

У ролі обчислювача вибраний 8-розрядний мікроконтролер AT90S8535 (“Atmel” [162]) – як такий, що відповідає наступним вимогам :

- розповсюдженість мікросхеми;
- наявність компіляторів з мов високого рівня (Сі, Паскаль);
- достатня швидкодія (4-12 МГц системної частоти виконання команд без додаткового поділу частоти);
- розширена RISC-архітектура з широким набором команд, що дозволяє виконувати майже кожну з 118 можливих команд за один такт;
- можливість багаторазового електричного стирання/перезапису програм у процесі відлагоджування системи (до 1000 разів);

- наявність 16-розрядного лічильника та двох 8-розрядних таймерів, придатних для вимірювання швидкісних характеристик верстата-качалки;
- наявність апаратно реалізованих послідовних інтерфейсів SPI та UART, що дозволяє обробляти дані під час процесу передачі вже оброблених;
- УАПП (UART)-інтерфейс, який може бути узгоджений із стандартом RS-232C, що забезпечує під'єднання контролера до ЕОМ типу IBM PC.

Для оптико-гальванічної розв'язки використана мікросхема H11L1, рекомендована Analog Devices для використання в пристроях – лічильниках електричної енергії [148, 163]. Мікросхема містить вихідний логічний елемент з тригером Шміта та відкритим колектором.

7.4.4 Розробка електричної принципової схеми ВП.

Використовуючи структурну схему (рис. 7.8), можна перейти до створення принципової схеми. Для цього слід максимально використати стандартні схеми включення використаних компонентів, рекомендовані виробником [160, 161, 159], та провести розрахунок аналогових кіл пристрою.

Розрахунок вхідного кола каналу вимірювання струму.

Первинним перетворювачем струмового сигналу є трансформатор струму. Для роботи з двигуном, потужністю $P_{дв}=55$ кВт ($I_n=83.3$ А) виберемо трансформатор струму з коефіцієнтом трансформації $K_{тр}=I_1/I_2=100/5A$, номінальною потужністю $P_{тр}=5VA$ та класом 0,5 (тип трансформатора: ТК-20).

Номінальне навантаження для такого трансформатора :

$$R_H = \frac{P_{TP}}{I_2^2} = \frac{5}{5^2} = 0.2 \text{ Ом},$$

що не відрізняється від стандартного значення.

Максимальний спад напруги на резисторі навантаження R_H при вхідному струмі $I_n=83,3$ А буде складати:

$$\Delta U_R = \frac{I_n}{K_{TP}} \cdot R_H = \frac{83,3}{20} \cdot 0,2 = 0,833 \text{ В}.$$

Амплітудне значення цієї напруги:

$$\Delta U_{Rm} = \Delta U_R \cdot \sqrt{2} = 0,833 \cdot \sqrt{2} = 1,179 \text{ В}.$$

Повний діапазон вимірювання для АЦП ADS7841 за постійною напругою складає $U_{\min} \dots U_{\max} = 0 \dots +5\text{В}$. З урахуванням запасу щодо перевантаження, цей діапазон слід звузити на 10%. Тоді він складатиме $U_{\min} \dots 0,9 \cdot U_{\max} = 0 \div 4,5\text{В}$. Після переносу змінної складової сигналу в межі додатніх значень, вимірювальний діапазон АЦП включатиме в себе повний розмах сигналу, рівний подвійному амплітудному значенню. Виходячи з цього, амплітуда змінної складової сигналу, яка повинна надійти на вхід АЦП у випадку максимального вхідного сигналу (без перевантаження), що відповідає потужності двигуна $P_{\text{дв}}=55\text{кВт}$, складе:

$$U_{sm} = \frac{0,9 \cdot U_{\max}}{2} = 2,25\text{ В.}$$

При цьому коефіцієнт підсилення вхідного підсилювача становитиме:

$$K_p = \frac{U_{sm}}{\Delta U_{Rm}} = \frac{2,25}{1,179} = 1,908,$$

або в логарифмічних одиницях:

$$K_{pL} = 20 \cdot \lg \frac{U_{sm}}{\Delta U_{Rm}} = 20 \cdot \lg \frac{2,25}{1,179} = 5,613\text{дБ.}$$

Оскільки коефіцієнт підсилення інструментального підсилювача $G=10$ – фіксована величина, для його зменшення слід ввести додатково подільник напруги на резисторах та RC-ланку (ФНЧ) для зменшення величини вхідних ВЧ-завад. Схема такого кола наведена на рис. 7.10.

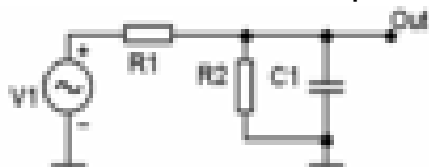


Рис. 7.10. Схема вхідного кола

Коефіцієнт передачі такої ланки на частоті 50Гц повинен складати:

$$K_{R1R2i} = \frac{U_{sm}}{G \cdot \Delta U_{RM}} = \frac{2,25}{10 \cdot 1,179} = 1,908 \cdot 10^{-1}.$$

Джерелом вхідного сигналу $V1$ для такого кола є опір навантаження трансформатора струму $R_H=0,2\text{ Ом}$ з максимальним протікаючим струмом: $I_{2\text{max}} = \frac{I_{\Lambda}}{K_{TP}} = \frac{83,3}{20} = 4,166\text{ А}$. Для мінімізації впливу вимірюючого кола подільника напруги повинна виконуватись умова $I_{2\text{max}} \gg I_{R1R2}$ [164], тобто слід вибирати

$I_{R1R2} \leq 40mA$. Нехай $I_{R1R2} = 0,7mA$. Тоді сумарний імпеданс подільника складатиме:

$$Z_{R1R2C1} = \frac{U_{Rm}}{I_{R1R2}} = \frac{1,179}{7 \cdot 10^{-4}} = 1,684 \text{ кОм.}$$

Опір резистора R_2 в першому наближенні можна визначити так:

$$R_2 = \frac{U_{sm} / G}{I_{R1R2}} = \frac{2,25/10}{7 \cdot 10^{-4}} = 321,43 \text{ Ом,}$$

відповідно опір резистора R_1 визначається наступним чином:

$$R_1 = Z_{R1R2C1} - R_2 = 1684 - 321,43 = 1,363 \text{ кОм.}$$

Виберемо стандартні значення резисторів: $R_1=1,37 \text{ кОм}$, $R_2=320 \text{ Ом}$. Тип резисторів повинен відповідати вимогам високої термостабільності (значення ТКО), високої точності номінального опору, а також низькою ЕРС шумів. Електрична потужність, що розсіюється на резисторах у такому режимі, є мізерно мала, її значенням можна знехтувати. Остаточо вибираємо тип резисторів:

R_1 : C2-14-0.125Вт-1,37кОм \pm 0.1% С ,

R_2 : C2-14-0.125Вт-320Ом \pm 0.1% С .

Діапазон значень ТКО для резисторів типу C2-14 складає $\pm(0,0015 \dots 0,01) \% / ^\circ\text{C}$ для повного температурного діапазону. ЕРС шумів складає 1 мкВ/В, максимальна робоча температура $+155 ^\circ\text{C}$.

Реальний коефіцієнт резистивного подільника напруги, утвореного резисторами R_1R_2 :

$$K_{12i} = \frac{R_2}{R_2 + R_1} = \frac{320}{320 + 1370} = 0,189 .$$

Антипаразитний ФНЧ, утворений ланкою R_1C_1 , повинен забезпечувати фільтрацію частот, що вищі половини частоти дискретизації АЦП (за теоремою Котельникова). Враховуючи орієнтовну частоту дискретизації системи, обмежену швидкістю тактування АЦП мікроконтролером через канал SPI як $f_d = 125 \text{ кГц}$, одержимо максимальну частоту зрізу ФНЧ $f_o \leq \frac{f_d}{2} = \frac{125}{2} = 62,5 \text{ кГц}$.

Виберемо $f_0 = 50 \text{ кГц}$. Коефіцієнт передачі подільника напруги на цій частоті повинен складати $K_0 = \frac{K_{12i}}{\sqrt{2}} = \frac{0,189}{\sqrt{2}} = 0,134$ (за означенням смуги пропускання фільтрів [165]) Визначимо ємність

конденсатора C_1 . Для цього виразимо повний опір $Z_2 = R_2 \parallel Z_{C_1}$ з формули коефіцієнта передачі резистивного подільника:

$$Z_2 = \frac{R_1}{\frac{1}{K_0} - 1} = \frac{1,37 \cdot 10^3}{\frac{1}{0,134} - 1} = 211,986 \text{ Ом.}$$

З відомої формули загального опору при паралельному з'єднанні опорів, оскільки $Z_2 = R_2 \parallel Z_{C_1}$, і, знаючи, що $Z_c = \frac{1}{2\pi f_0 C_1}$, виразимо C_1 :

$$C_1 = \frac{\left(\frac{1}{Z_2} - \frac{1}{R_1}\right)}{2\pi f_0} = \frac{\left(\frac{1}{211,79} - \frac{1}{1,37 \cdot 10^3}\right)}{2\pi \cdot 50 \cdot 10^3} = 1,27 \cdot 10^{-8} \text{ Ф.}$$

Тип конденсатора вибираємо з умов стабільності його параметрів. Тип конденсатора КСО-5-250 В $-10000\text{пФ} \pm 2\% \text{Г}$. Чисельний розрахунок АЧХ та ФЧХ ланки (рис. 7.10), проведений в МікроСАР-7, свідчить про її працездатність (рис.7.11.).

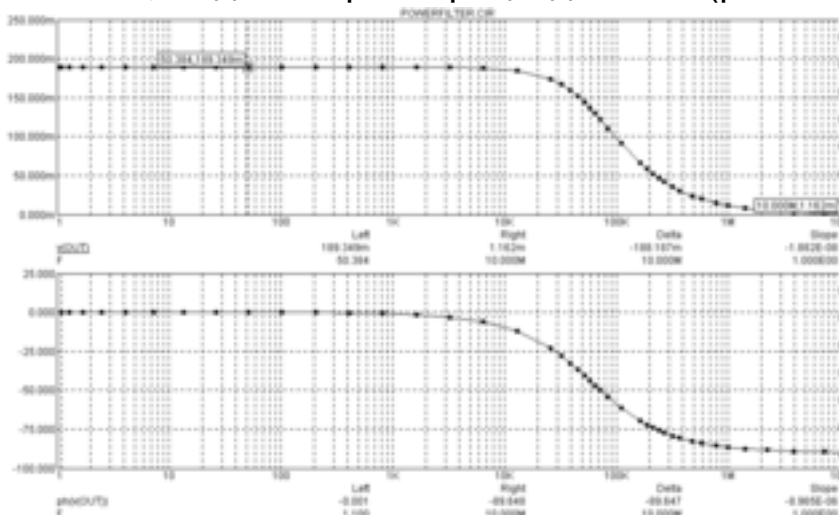


Рис. 7.11. АЧХ – (v(Out)) та ФЧХ – (ph(v(Out))) вхідного струмового кола системи

Враховуючи, що ТКЄ вибраного конденсатора становить $\pm 0,005 \text{ \%}/^\circ\text{C}$ зміна ємності в залежності від температури складатиме $\pm 0,5 \text{ пФ}$ для температурного діапазону $-50 \dots +50 \text{ }^\circ\text{C}$. Значення коефіцієнта передачі за напругою вхідного струмового кола системи для мінімального та максимального значення робочої температури навколишнього середовища становитиме:

$$K_{it} = \frac{Z_2}{Z_2 + R_1} = \frac{R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)}}{R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)} + R_1} \quad (7.1)$$

Підставивши в формулу 7.1 значення температурної зміни ємності $\Delta C = \pm 0,5$ пФ, одержимо: $K_{iT_{\max}} = 0,18919415$, $K_{iT_{\min}} = 0,18919569$. Коефіцієнт передачі для номінального значення ємності одержимо при $\Delta C = 0$: $K_i = 0,18919492$. Відносна температурна похибка пасивного струмового вхідного кола в такому разі складає: $\delta_{K_i} = \frac{K_i - K_{iT_{\max}}}{K_i} \cdot 100\% = 0,0004\%$. Очевидно, що впливом такої похибки можна знехтувати.

Розрахунок вхідного кола каналу вимірювання напруги.

Канал вимірювання напруги, на відміну від каналу вимірювання струму можна виконати з резистивним подільником напруги на вході. Перевагою такого методу є відсутність фазових спотворень сигналу, що залежить від частоти, та відсутність додаткових похибок, пов'язаних із розсіюванням магнітного потоку при використанні трансформаторів напруги. Крім того, при цьому не використовуються великогабаритні трансформатори напруги. Недоліком є наявність гальванічного зв'язку між апаратною частиною приладу та лінією вимірювання, що зумовлює необхідність використання оптико-гальванічної розв'язки. Принципова схема вхідного кола каналу вимірювання напруги співпадає зі схемою (рис.7.10), однак номінали елементів суттєво відрізняються і тому потребують додаткового розрахунку.

Коефіцієнт передачі резистивного подільника напруги в такому випадку визначається так:

$$K_{R1R2u} = \frac{U_2}{GU_1\sqrt{2}} = \frac{2,25}{10 \cdot 380\sqrt{2}} = 4,187 \cdot 10^{-4}.$$

Як і для випадку струмовимірювального каналу для розрахунку ФНЧ каналу вимірювання напруги виберемо частоту зрізу $f_0 = 50$ кГц. Коефіцієнт передачі подільника напруги на цій частоті повинен складати $K_0 = \frac{K_{12i}}{\sqrt{2}} = \frac{4,187 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{2}} = 2,961 \cdot 10^{-4}$. Виберемо ємність конденсатора $C_1 = 10000$ пФ, як максимальну з ряду термостабільних керамічних конденсаторів. Тип конденсатора К-10-17-3мкФ $\pm 5\%$ -250 В. Коефіцієнт передачі за напругою на частоті зрізу може бути записаний як: $K_0 \approx \frac{Z_c}{Z_c + R_1}$, звідки

$$R_1 = \frac{Z_c - K_0 Z_c}{K_0} = \frac{1}{2\pi \cdot 50 \cdot 10^3} \frac{2,961 \cdot 10^{-4}}{2,961 \cdot 10^{-4}} = 1,07 \text{ МОм.}$$

Водночас на основній робочій частоті визначальну роль гратиме резистивний подільник

напруги з коефіцієнтом передачі: $K_{R1R2} = \frac{R_2}{R_2 + R_1}$, звідки можна

визначити R_2 : $R_2 = \frac{-R_1}{\left(1 - \frac{1}{K}\right)} = \frac{-1.07 \cdot 10^6}{\left(1 - \frac{1}{4,187 \cdot 10^{-4}}\right)} = 448,2 \text{ Ом}$. Амплітудне

значення струму, що буде протікати по ньому:

$$I_{R1R2m} \approx \frac{U_1 \sqrt{2}}{R_1 + R_2} = \frac{380 \sqrt{2}}{1,0704 \cdot 10^6} = 0,502 \cdot 10^{-3} \text{ А} \approx 0,5 \text{ мА}$$

Вибираємо із стандартного ряду $R_2 = 448 \text{ Ом}$ та $R_1 = 1,1 \text{ МОм}$.

Потужність, що розсіюється на резисторах:

$$P_{R2} = I_{R1R2}^2 \cdot R_1 = (0,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 448 = 112 \cdot 10^{-6} \text{ Вт},$$

$$P_{R1} = I_{R1R2}^2 \cdot R_1 = (0,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,1 \cdot 10^6 = 0,275 \text{ Вт}.$$

Вибираємо тип резисторів:

R_1 : C2-14-0.5Вт-1,1МОм \pm 0.1% С,

R_2 : C2-14-0.125Вт -448Ом \pm 0.1% С .

Реальний коефіцієнт резистивного подільника напруги, утвореного резисторами R_1R_2 :

$$K_{12i} = \frac{R_2}{R_2 + R_1} = \frac{121}{121 + 287 \cdot 10^3} = 4,214 \cdot 10^{-4}.$$

Чисельний розрахунок АЧХ та ФЧХ ланки (рис. 7.10) проведений в МікроСАР-7 для значень ємності C_1 50, 100, 150 % від номіналу, свідчить про її працездатність у повному діапазоні робочих температур (рис. 7.12):

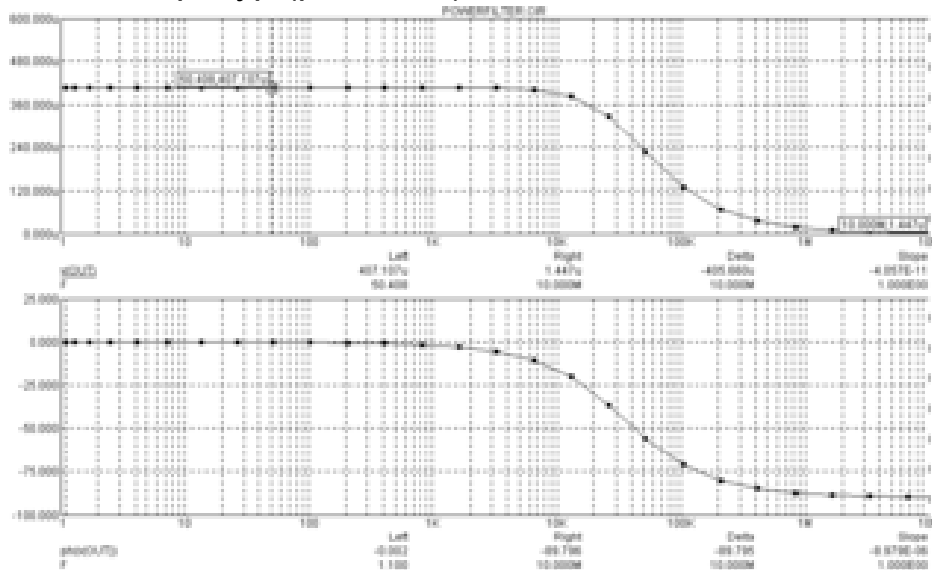


Рис. 7.12. АЧХ ($v(\text{Out})$) та ФЧХ ($\text{ph}(v(\text{Out}))$) вхідного кола вимірювання напруг

Значення коефіцієнта передачі за напругою вхідного струмового кола системи для мінімального та максимального

значення робочої температури навколишнього середовища становитиме:

$$K_{UT} = \frac{Z_2}{Z_2 + R_1} = \frac{R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)} \left(R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)} \right)}{R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)} \left(R_2 \frac{1}{2\pi f(C \pm \Delta C)} \right) + R_1} \quad (7.2)$$

Підставивши в формулу (7.2) значення температурної зміни ємності $\Delta C = \pm 0,5$ пФ, одержимо: $K_{iT_{\max}} = 4,065378 \cdot 10^{-4}$, $K_{iT_{\min}} = 4,06532 \cdot 10^{-4}$. Коефіцієнт передачі для номінального значення ємності одержимо при $\Delta C = 0$: $K_i = 4,06534 \cdot 10^{-4}$. Відносна температурна похибка пасивного струмового вхідного кола, в такому разі складає: $\delta_{Ki} = \frac{K_i - K_{iT_{\max}}}{K_i} \cdot 100\% = 0,0004\%$. Очевидно, що впливом такої похибки можна знехтувати.

Разом із інструментальним підсилювачем схема вхідного кола каналу вимірювання напруги або струму набуде вигляду (рис.7.13):

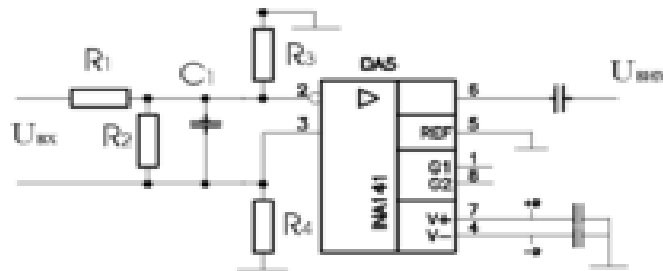


Рис. 7.13. Схема вхідних кіл вимірювача потужності

Резистори R_3 , R_4 з опором 1МОм служать для гальванічної прив'язки вихідної обмотки трансформатора струму до потенціалу "землі" і для каналу вимірювання напруги не використовуються.

Аналогічно проводиться розрахунок для інших типорозмірів електродвигунів та трансформаторів струму, які використовуються в ШГНУ.

Включення аналогово-цифрового перетворювача.

Включення АЦП здійснене за схемою, рекомендованою виробником, проте з метою зменшення шумових завад включення живлення здійснюється за допомогою стабілізатора опорної напруги REF02. Транслятор рівнів напруги вхідного сигналу необхідний для перенесення сигналу в межі позитивних значень шляхом додавання до вхідного сигналу фіксованого постійного зміщення (+2,5 В), яке формується від додаткового

стабілізатора опорної напруги AD780. Рішення диктується міркуваннями зниження собівартості пристрою, оскільки вартість мікросхеми однополярного АЦП ADS7841 та стабілізатора опорної напруги AD780 менша, ніж вартість аналогічного двополярного АЦП (мікросхеми такого типу значного поширення не набули).

Для забезпечення максимальної кількості розрядів вихідного коду АЦП до процедури трасування друкованих провідників висувається вимога особливої топології спільного провідника (шини “землі”). У такій концепції спільні провідники всіх аналогових елементів повинні окремо підводитись до виводу “GND” АЦП і з’єднуватись в одну точку в геометричній близькості до цього виводу. В протилежному випадку завади електромагнітного та електричного характеру, які утворюються внаслідок роботи різноманітних цифрових компонентів, присутніх на платі, будуть викликати флуктуації потенціалу “GND” АЦП, що призведе до надлишкових шумів вихідного цифрового коду. Як показують проведені досліді, при неправильній топології друкованих провідників ефективна розрядність пристрою може зменшитись від 12 до 8,5 біт.

Формувач від’ємної напруги живлення.

Формувач від’ємної напруги живлення створює стабілізовану напругу -9В , необхідну для роботи мікросхем інструментальних підсилювачів INA141, які працюють із вхідним двополярним сигналом. Попри те, що названі підсилювачі можуть працювати з низькими напругами живлення ($\pm 2,5\text{В}$), при збільшенні цих напруг покращуються робочі характеристики мікросхем INA141[160]. Формувач виконаний на диференціюючій RC-ланці за схемою (див. рис. 7.14). На вхід транзисторного ключа VT1 надходять прямокутні імпульси амплітуди $+5\text{В}$ від генератора тактових імпульсів ГТІ. Внаслідок того, що живлення ключа здійснюється від напруги $+12\text{В}$, на виході ключа одержуються прямокутні імпульси амплітуди $+12\text{В}$.

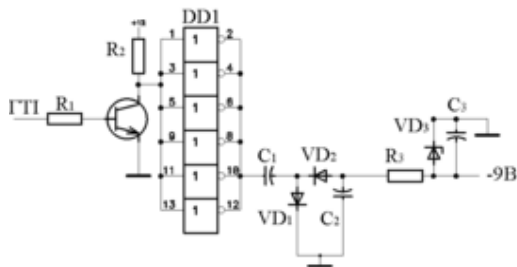


Рис. 7.14. Формувач напруги живлення

З колектора транзисторного ключа сигнал надходить до мікросхеми DD1 типу K561ЛН2 – шість КМОН-інверторів із підвищеною навантажувальною здатністю [166]. Живлення цієї мікросхеми здійснюється від напруги +12 В. Використання цієї мікросхеми пов'язане з особливістю внутрішньої схемотехніки її вихідних ключів, де має місце парафазне каскодне включення польових транзисторів, що призводить до мінімальних втрат енергії на нагрівання, на відміну від ТТЛ-подібних технологій [167, 168]. Оскільки один інвертор мікросхеми розрахований на навантаження 20 мА, для збільшення навантажувальної здатності використані всі шість елементів “НЕ”. Навантаженням мікросхеми є конденсатор C_1 , на якому відбувається диференціювання вихідного сигналу мікросхеми. Додатній імпульс при цьому усувається шляхом замикання конденсатора C_1 на “землю” через діод VD_1 , а від’ємний пропускається до згладжуючого конденсатора C_2 , на виході якого одержується напруга –12 В. Ланка R_3 VD_3 C_3 дозволяє одержати стабілізовану напругу –9В. В якості стабілітрона VD_3 використаний Д814Б. Оскільки перетворювач живлення практично не впливає на похибку вимірювання, розрахунок параметрів його елементів тут не наводиться.

Генератор синхронізуючих тактових імпульсів. ГТІ виконує функції синхронізації роботи мікроконтролерів у схемі та забезпечує функціонування формувача від’ємної напруги живлення. Синхронізація роботи мікроконтролерів необхідна для забезпечення одночасності початку процесу оцифровування даних двома АЦП. Частотна стабільність генератора визначається використанням кварцового резонатора на рівні ($\delta \leq 1 \cdot 10^{-5}$). Резонансна частота кварцу $f_0 = 32768$ Гц. Такий вибір гарантує розповсюдженість цього резонатора (стандартна частота для всіх електронних годинників) та дозволяє уникнути використання великої кількості корпусів мікросхем двійкових лічильників для створення необхідного подільника частоти. Схемотехніка ГТІ особливостей не має. Принципова схема ГТІ наведена на рис. 7.15. Вона дозволяє одержувати імпульси частоти 32768 Гц на виході “Pwclk” та 4096 Гц на виході “int0”. Використання виводу апаратного переривання дозволяє асинхронно реалізувати програмний алгоритм оцифровки даних

для двох мікроконтролерів, полегшуючи його написання та дещо збільшуючи швидкість його роботи.

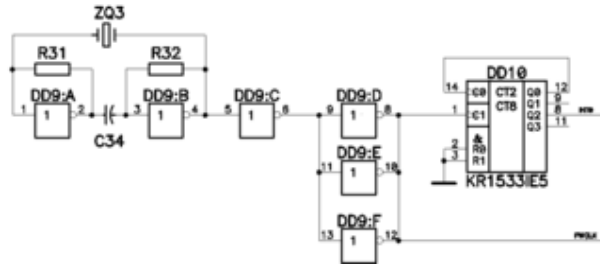


Рис. 7.15. Генератор тактових імпульсів вимірювального перетворювача

Вимірювач швидкості обертових вузлів ШГНУ.

Вимірювач швидкості ведучого та веденого шківів клинопасової передачі ВК доцільно виконати з використанням оптичного перетворювача кута А178-А5, який видає два зсунуті на 90° сигнали з кількістю імпульсів на оберт 1024 імп./об. для кожного. Для покращення роздільної здатності при визначенні швидкості доцільно збільшити кількість імпульсів на оберт. Це можна зробити за рахунок втрати можливості визначати напрямок руху вузлів, що обертаються. У даному випадку ціна такої втрати дорівнює нулю, оскільки напрям руху шківів клинопасової передачі відомий заздалегідь і ніколи не змінюється. У такому разі кількість імпульсів можна збільшити за рахунок використання логічної функції “Виключне АБО” (“XOR”) апаратно виконаної в вигляді мікросхеми К1553ЛП5. Подавши зсунуті по фазі імпульси на входи елемента “Виключне АБО” одержимо вихідну частоту вищу в два рази, що дорівнює кількості імпульсів на оберт 2048: (рис.7.16 симуляція схеми в “MicroCAP-7”).

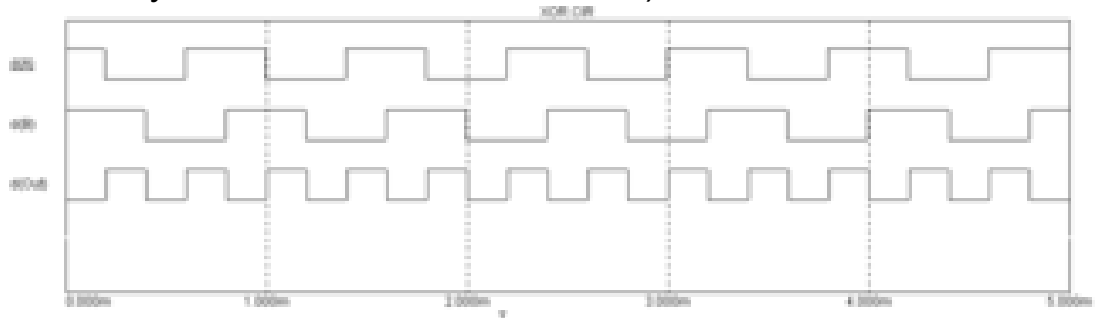


Рис. 7.16. Збільшення частоти вихідних імпульсів схемою “Виключне АБО”: d(A),d(B) – вхідні імпульси, d(Out) – імпульси на виході схеми.

З урахуванням необхідності здійснення гальванічної розв’язки вхідних цифрових сигналів, схема підключення давача А178-А5 із збільшенням частоти набуде вигляду: (див. рис.7.17)

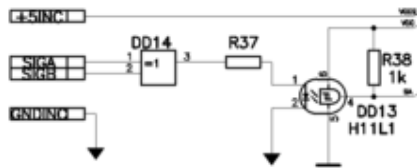


Рис. 7.17. Схема підключення давача A178-A5

На представленому рисунку SigA, SigB – вихідні сигнали давача A178-A5, SA – вихідний сигнал подвійної частоти, +5INC – напруга живлення давача A178-A5, гальванічно від’єднана від +Vcc основної схеми.

Остаточно повна принципова схема перетворювача представлена на рис.7.18.

Трасування провідників виконано з використанням програмного комплексу PCAD-2001 та Cadence Spectra v.10. При проведенні трасування дотримана зіркоподібна топологія друкованих провідників шини “землі” для кожного з двох АЦП. Особливістю трасування є також жорстка необхідність просторового відділення частин схеми, які працюють під нульовим потенціалом шини землі, від частин, які працюють під потенціалом робочої фази С. До першої частини належать інтерфейсні вузли схеми та елементи, що працюють із давачами обертів A178-A5. До другої частини належать більшість вузлів, включаючи мікроконтролерні обчислювачі. Передача інформації та гальванічна розв’язка вузлів схеми здійснюється за допомогою мікросхем оптико-гальванічної розв’язки H11L1, що просторово містяться на межі зон розташування різнопотенціальних компонентів і утворюють для цих частин схеми ізоляційний бар’єр. При цьому змішування напрямів трасування для провідників, що належать до різнопотенціальних груп, недопустимі з міркувань безпеки.

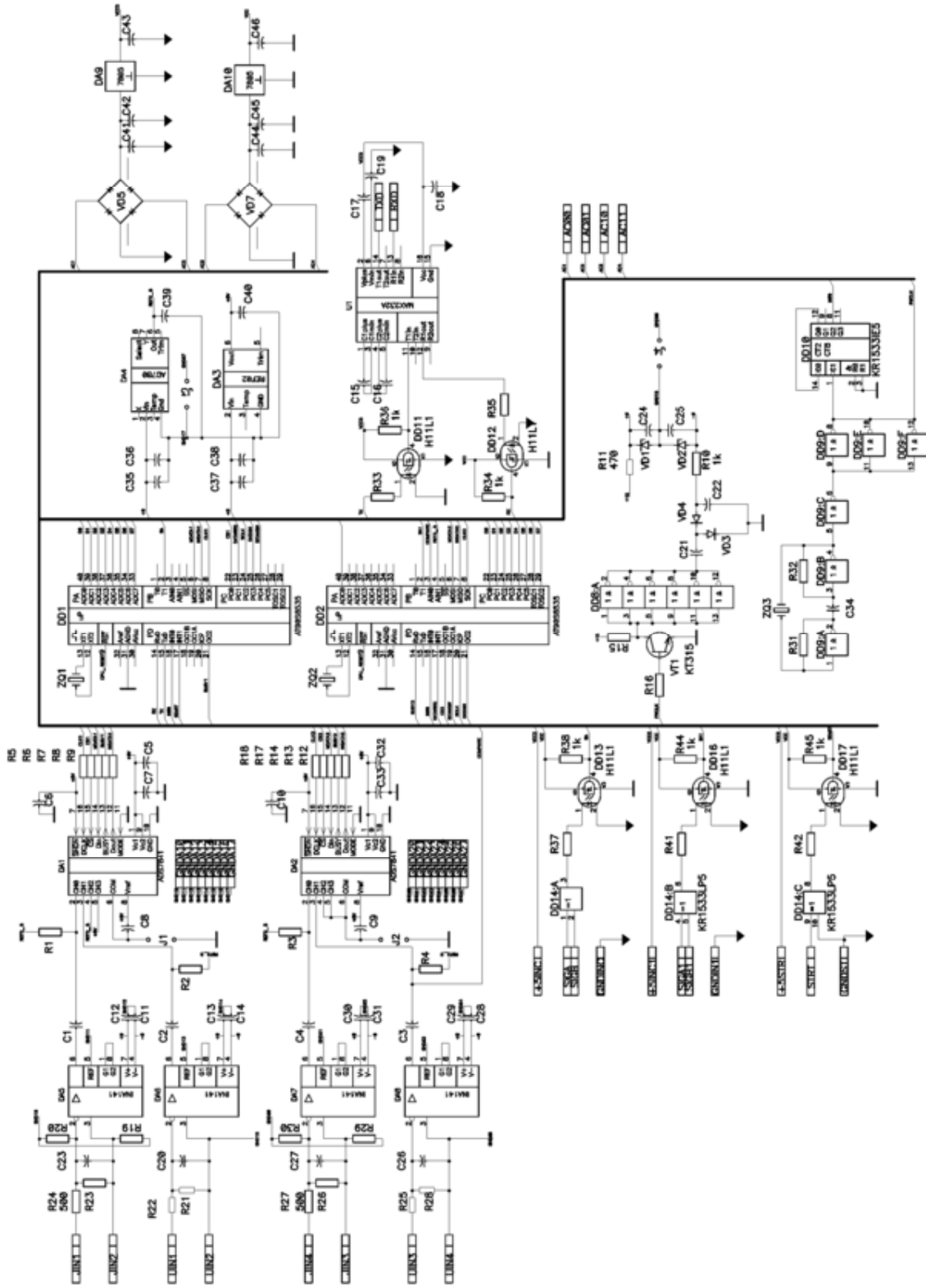


Рис. 7.18. Принципова схема вимірювача електричної потужності В-3

Зовнішній вигляд ватметрографічного вимірювального перетворювача В-3 наведений на рис.7.19.

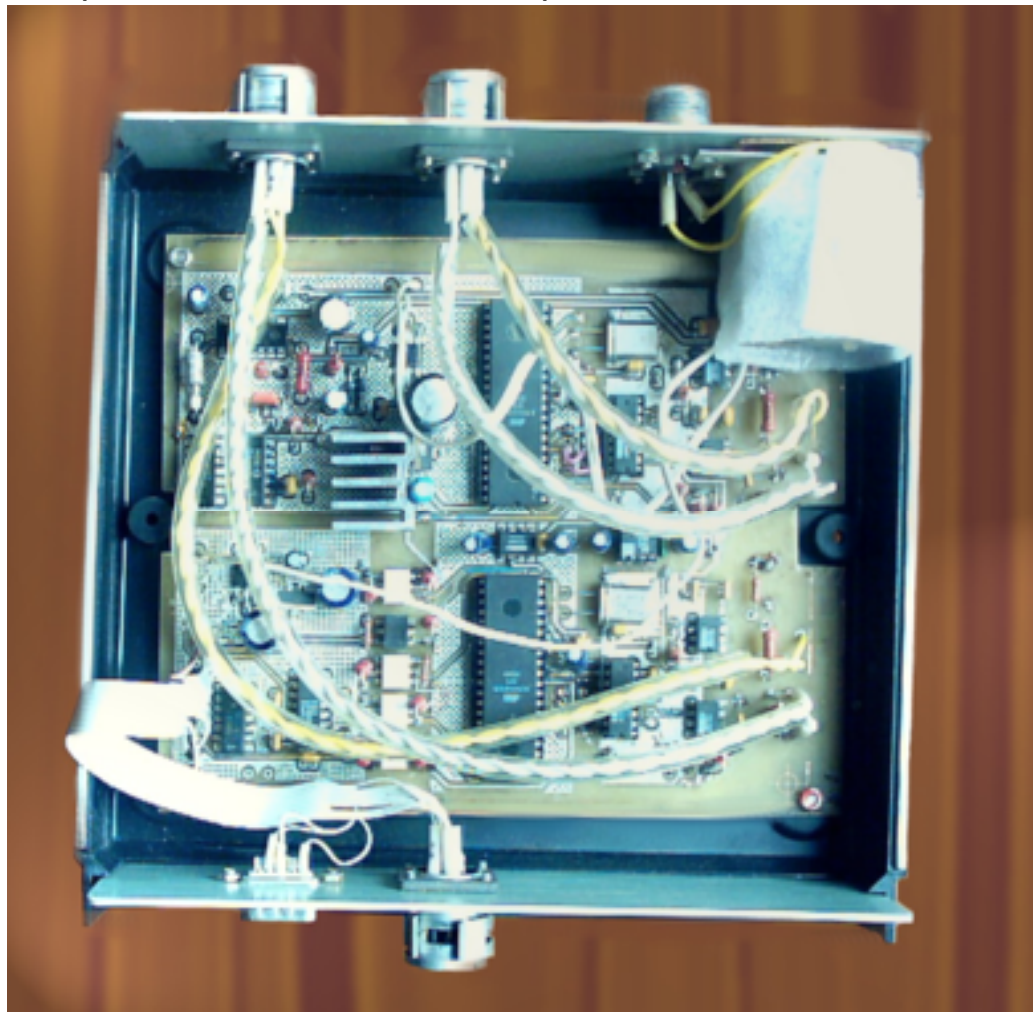


Рис. 7.19. Ватметрографічний перетворювач В-3. Вигляд зі знятою кришкою

7.4.5 Програмна реалізація вимірювача споживаної потужності привідного двигуна ВК.

Для реалізації вимірювача потужності вибрана мова Сі – як така, що забезпечує максимальну швидкість виконання програм серед мов високого рівня та дозволяє безпосередньо використовувати фрагменти асемблерного тексту при написанні програми [169]. Такий підхід при програмуванні дозволяє значно зменшити час на створення програмного забезпечення. У випадку необхідності критичні за швидкістю виконання фрагменти програми можна записати мовою асемблера. Недоліком такого підходу є деяке (в 1,5-2 рази) зростання об'єму відкомпільованого

виконавчого коду програми – у порівнянні з програмою написаною мовою асемблера.

При написанні програми мовою Сі для досягнення максимальної швидкодії при обчисленнях використана цілочисельна арифметика, замість операцій із числами з плаваючою комою, які виконуються в 1,5-5 разів повільніше на 8-ми розрядних ЕОМ [170]. Подальші ж обчислення здійснюються в ЕОМ вищого рівня. В якості компілятора з мови Сі для мікроконтролера АТ89С8535 було використано “CodeVision С” – як такий, що забезпечує максимальну швидкодію виконання програм.

Програми для ведучого та веденого мікроконтролерів реалізовані окремо. Алгоритм роботи програми ведучого мікроконтролера базується на обробці визначених системних подій.

Підпрограма обробки переривань від універсального асинхронного приймача-передавача (УАПП, англ. UART) мікроконтролера в синтаксисі CodeVision С, описується як **interrupt [UART_RXC] void uart_rx_isr(void)**. Підпрограма здійснює прийом команди від ЕОМ вищого рівня та її аналіз.

Команда “0” являє собою запит перевірки каналу RS232C, у відповідь на який відбувається видача сигнатури “RS232Ok”. У випадку прийому ненульового коду команди в підпрограмі обробки переривання здійснюється вимірювання нуля шкали U_{nul} , а також двох миттєвих значень напруги (останнє необхідно для коректної роботи алгоритму квадратичної інтерполяції). При необхідності вимірювань потужності або частоти обертання відбувається очікування переривання від геркона, яке сигналізує про початок циклу качання ВК (тобто момент, коли головка балансира знаходиться в крайньому нижньому положенні). Значення U_{nul} , яке використовується при обрахунку миттєвих значень потужності, передається до веденого мікроконтролера. Після цього мікроконтролер переходить в режим вимірювань – дозволяються переривання **int0** від тактового генератора, що задає частоту дискретизації АЦП, та переривання від геркона **int1**.

Підпрограма обробки переривання **int0**, яке здійснюється від зовнішнього генератора тактових імпульсів із частотою 4096 Гц, описане як: **interrupt [EXT_INT0] void ext_int0_isr(void)**. Підпрограма здійснює зчитування даних з АЦП, їх корекцію згідно

алгоритму квадратичної інтерполяції та обрахунок миттєвої потужності. Обмін даними з АЦП здійснюється за допомогою інтерфейсу SPI (з використанням стандартної бібліотечної функції `spi()` CodeVision C). У випадку досягнення кінця масиву (тобто завершення періоду частоти мережі 50Гц), в залежності від режиму роботи, виконуються наступні дії:

1) при наявності запиту на передачу миттєвих значень струмів і напруг – передача до ЕОМ двох масивів оцифрованих значень і перехід в енергозберігаючий режим;

2) при наявності запиту на передачу потужності:

- зчитування результату обчислень середньої потужності веденого контролера;
- розрахунок споживаної електричної потужності та передача отриманого значення до ЕОМ вищого рівня.

3) при наявності запиту на передачу частоти обертів ведучого вала – зчитування з наступним обнуленням реєстрів таймера 1, який працює в режимі підрахунку зовнішніх імпульсів, що надходять від давача обертів А178-А5;

4) при наявності запиту на передачу частоти обертів веденого валу – зчитування її з веденого контролера та передача до ЕОМ.

Підпрограма обробки переривання **int1**, яке відбувається на початку циклу качання ВК, описана як: **interrupt [EXT_INT1] void ext_int1_isr(void)**. Сигнал одержується від електричного вимикача (геркона), закріпленого на механізмі ВК. Якщо закінчився час передачі даних (кількість періодів), вказаний у команді від ЕОМ вищого рівня, відбувається перехід в енергозберігаючий режим і заборона зовнішніх переривань **int0** та **int1**.

Ведений мікроконтролер, як і ведучий, в основному циклі програми перебуває в режимі зменшеного енергоспоживання. Переривання **int1** ініціалізується ведучим контролером з метою переключення між режимом вимірювання та режимом очікування або зчитування щойно обчисленого значення середньої споживаної потужності та частоти обертання веденого валу. Дані між контролерами передаються в паралельному форматі з використанням наступних керуючих сигналів:

DATAREQ – запит на передачу даних / переключення режимів (виставляється ведучим контролером);

VALTYPE – тип величини для передачі (задається ведучим контролером): 0 – потужність, 1 – частота обертання;

STOP – ініціалізація ведучим контролером переходу веденого контролера в режим очікування;

BITANSW – підтвердження веденим контролером отримання запиту від ведучого.

Визначення потужності та частоти обертання у веденому контролері відбувається аналогічно до ведучого.

7.4.6 Реалізація програми високого рівня ІВС.

Програма високого рівня реалізована для ЕОМ типу IBM PC і призначена для проведення оперативного діагностування ШГНУ на основі вдосконаленого ватметрографічного методу. Програма написана мовою Object Pascal в середовищі Borland Delphi 7 і дозволяє проводити наступні операції:

- запис та візуалізацію даних споживаної електричної потужності, одержаних від розробленого вимірювального перетворювача В-3;
- запис динамометричних даних одержаних від електронного динамографа ТД-1;
- визначення мас зрівноважувачих вантажів верстата-качалки;
- зрівноважування верстатів-качалок (здійснюється оператором шляхом візуального аналізу форми ватметрограми);
- розрахунку динамограм із записаних ватметрографічних залежностей;
- виявлення несправностей заглибного та наземного обладнання ШГНУ (в ручному режимі – шляхом аналізу форм ватметрограм та динамограм, а в автоматичному режимі – шляхом вибору максимального коефіцієнта кореляції між розрахованою динамограмою та еталонними динамограмами, які відображають множину дефектів ШГНУ);

Програма дозволяє здійснювати експорт даних у текстовому ASCII форматі, придатному для аналізу за допомогою стандартного програмного забезпечення (MathCAD, MathLAB),

тощо. Несправності підземного обладнання можуть бути виявлені за допомогою :

- візуального аналізу одержаних динамограм;
- порівнянням експериментальних ватметрограм із розрахованими еталонними ватметрограмами.

Несправності наземного обладнання можуть бути виявлені:

- аналізом ватметрограми на предмет збалансованості верстата-качалки;
- аналізом спектра ватметрограми на предмет наявності дефектів редуктора та підшипників електродвигуна;
- порівнянням форм розрахованої та експериментальної функції переміщення точки підвісу колони штанг на предмет підвищеного ковзання клинопасової передачі.

Програма написана з використанням модульного принципу програмування та розрахована на використання з переносними комп'ютерами типу NoteBook. Типові екранні форми програми високого рівня наведені на рис.7.20.

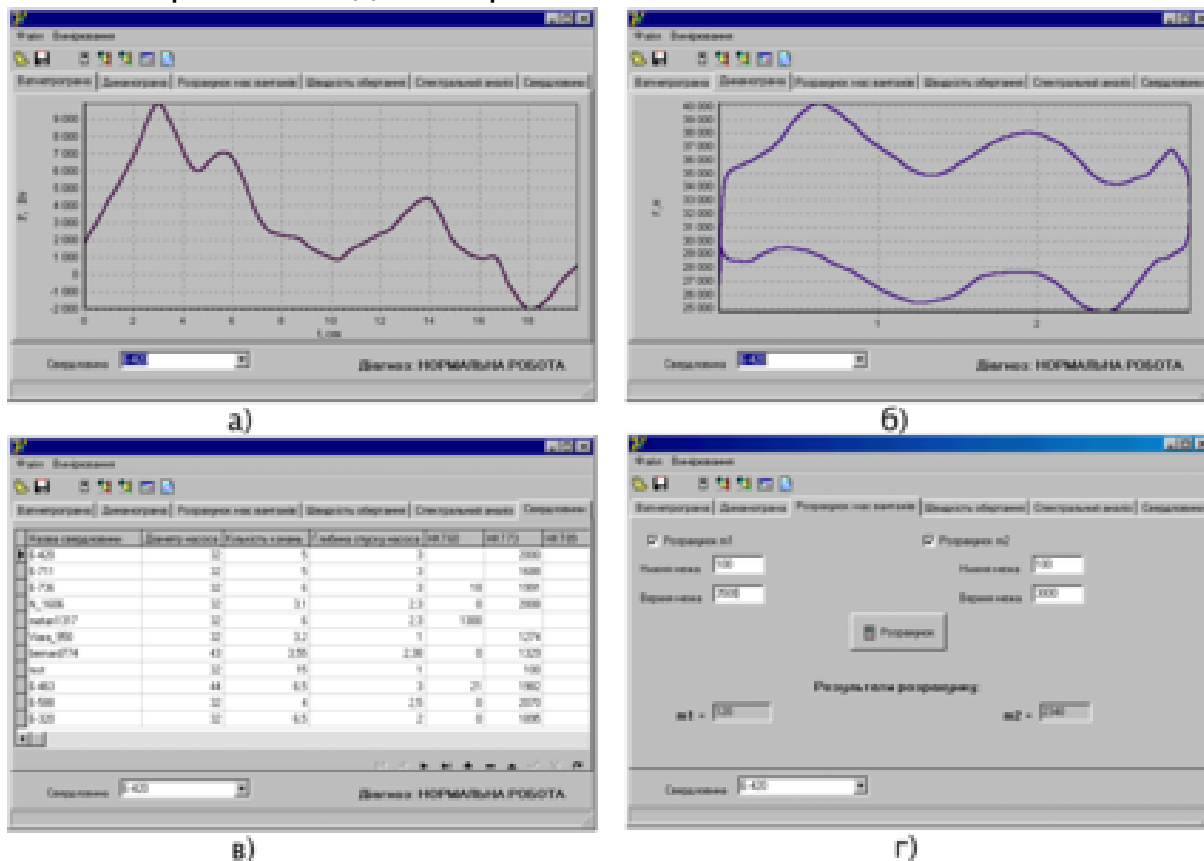


Рис. 7.20. Програма високого рівня:

- а – відображення ватметрограм;
- б – відображення динамограм;

в – база даних (параметри ШГНУ свердловин);

г – розрахунок зрівноважуючих вантажів.

7.4.7 Оцінка точності вимірювань

Аналіз похибок засобів вимірювання споживаної електричної потужності слід здійснювати на основі технічних даних компонентів, які використовуються в пристрої, а також із урахуванням алгоритмів обчислення необхідних величин.

Похибка каналів вимірювання напруги і струму включає наступні складові:

1) похибка первинного перетворювача $\delta_{рп}$ – резистивного подільника для каналу напруги ($\delta_{рп} = 0,1$) та трансформатора струму для каналу струму ($\delta_{тр}=0,5$, однак за рахунок програмної лінеаризації похибка зменшується до $\delta_{тр}=0,16$);

2) похибка підсилювача: похибка коефіцієнту підсилення $\delta_{кп}=0,01\%$ та температурна похибка $\delta_{пт} = 0,01\%$;

3) похибка АЦП: адитивна $\pm 1,5$ біт та мультиплікативна ± 2 біт, що у відносних значеннях складає відповідно $\delta_{ацп1} = 0,05\%$ та $\delta_{ацп2} = 0,037\%$.

Таким чином, похибка вимірювання у каналі напруги

$$\delta_U = \sqrt{\delta_{рп}^2 + \delta_{кп}^2 + \delta_{пт}^2 + \delta_{ацп1}^2 + \delta_{ацп2}^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,01^2 + 0,01^2 + 0,05^2 + 0,037^2} = 0,119\%,$$

а у каналі струму

$$\delta_I = \sqrt{\delta_{рп}^2 + \delta_{кп}^2 + \delta_{пт}^2 + \delta_{ацп1}^2 + \delta_{ацп2}^2} = \sqrt{0,16^2 + 0,01^2 + 0,01^2 + 0,05^2 + 0,037^2} = 0,178\%.$$

Похибка визначення миттєвої потужності

$$\delta_p = \sqrt{\delta_{I1}^2 + \delta_{U1}^2 + \delta_{I2}^2 + \delta_{U2}^2} = \sqrt{0,119^2 + 0,178^2 + 0,119^2 + 0,178^2} = 0,303\%.$$

Результат вимірювання – потужність, усереднена на одному періоді частоти мережі, – отримується шляхом інтегрування миттєвої потужності методом трапецій з уведенням корекції на похибку несинфазності дискретизації відліків струму і напруги $\delta_{нс}$, алгоритм якої описано в 5.2, внаслідок чого максимальне значення $\delta_{нс}$ зменшується до 0,1%. Крім цієї похибки, сумарна похибка методу включатиме похибку вибраного методу

інтегрування та похибку, зумовлену можливим відхиленням промислової частоти від 50Гц.

Для оцінки вказаних похибок припустимо, що струм і напруга мають синусоїдальну форму, тобто дійсне значення потужності в одній фазі за період частоти мережі становить

$$p_{\phi} = \frac{1}{T} \int_0^T i_m \sin(\omega t) \cdot u_m \sin(\omega t + \varphi) dt = p_m \cos \varphi,$$

де $T = \frac{1}{f}$, $\omega = 2\pi f$, f – частота мережі, φ – зсув фаз між струмом і напругою, $p_m = \frac{i_m \cdot u_m}{2}$.

Похибку інтегрування методом трапецій оцінимо за остаточною членом [171]:

$$R = \max_{[0, T]} |p''(t)| \frac{h^3}{12}.$$

Оскільки $p''(t) = p_m \cdot 4\omega^2 \cos(2\omega t + \varphi)$, то $R = p_m \frac{\omega^2 h^3}{3}$, то відносна похибка

$$\delta_{\text{mm}} = \frac{\omega^2 h^3}{3 \cos \varphi} \cdot 100\%.$$

При вибраній кількості точок $n = 82$ ця похибка в залежності від кута φ набуває значень в межах 0,00005%...0,003%, тобто є достатньо малою для того, щоб нею знехтувати.

В розділі 5.2 було розглянуто відносну похибку, зумовлену нестабільністю частоти. Слід зауважити, що оскільки вибрана кількість точок на період $n = \frac{f_d}{f}$ (де f_d – частота дискретизації) заокруглюється до найближчого цілого числа, точність періоду інтегрування буде забезпечуватись тільки для частоти $f_d / n = 49,95$ Гц. В іншому випадку інтегрування для визначення усередненої за період потужності здійснюється на проміжку $T_1 = nh = T + \Delta T$ (де T – тривалість одного періоду частоти 49,95Гц).

Тоді обраховане значення усередненої за період потужності буде складати:

$$\begin{aligned}
p &= \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} p(t) dt = \frac{1}{T_1} \left[\int_0^T p(t) dt + \int_T^{T+\Delta T} p(t) dt \right] = \\
&= \frac{T}{T+\Delta T} P_d + \frac{1}{T+\Delta T} \left(\Delta T \cdot P_d + \frac{P_m}{2\omega} [\sin(2\omega\Delta T + \varphi) - \sin \varphi] \right) = \\
&= p_d + \frac{P_m}{2\omega} [\sin(2\omega\Delta T + \varphi) - \sin \varphi] = p_d + \frac{P_m}{2\omega} [\sin 2\omega\Delta T \cos \varphi + (\cos 2\omega\Delta T - 1) \sin \varphi] = \\
&= p_d \left(1 + \frac{\sin 2\omega\Delta T}{2\omega} + (\cos 2\omega\Delta T - 1) \operatorname{tg} \varphi \right).
\end{aligned}$$

Вважаючи, що при малих ΔT $\sin 2\omega\Delta T \approx 2\omega\Delta T$, $\cos 2\omega\Delta T \approx 1$, отримаємо $p = p_d + \Delta T \cdot p_d$, тобто шукана похибка пропорційна похибці періоду інтегрування. Відповідно, якщо відомий дійсний період частоти мережі – T , то дійсне значення середньої потужності пов'язане зі значенням обрахованого інтегралу – залежністю $p_d = \frac{p}{1+T-T_1}$, що можна використати для компенсації цієї похибки.

При частоті дискретизації $f_1 = 4096$ Гц і частоті мережі $f = 49...50$ Гц максимальна похибка періоду інтегрування не перевищує $0,02T$ і в усьому діапазоні ΔT похибка $\delta_{f1} = \frac{\sin 2\omega\Delta T}{2\omega}$ не перевищує $0,04\%$, що в порівнянні з похибкою каналу вимірювання є незначною величиною і її компенсація не обов'язкова. Друга складова $\delta_{f2} = \frac{\cos 2\omega\Delta T - 1}{2\omega} \cdot \operatorname{tg} \varphi$ залежить від зсуву фаз між струмом і напругою і прямує до нескінченності при $\varphi \rightarrow 90^\circ$. Однак, як показують проведені обчислення, значення цієї похибки не перевищує $0,3\%$ у всьому діапазоні значень ΔT при $|\varphi - 90^\circ| < 1^\circ$.

Прийнявши для розрахунку значення $\delta_f = 0,3\%$, отримаємо похибку вимірювання потужності

$$\delta = \sqrt{\delta_p^2 + \delta_{nc}^2 + \delta_f^2} = \sqrt{0,303^2 + 0,1^2 + 0,3^2} = 0,438\%.$$

8. МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ РІВНЯ РІДИНИ В ЗАТРУБНОМУ ПРОСТОРИ СВЕРДЛОВИНИ

8.1 Акустичні методи

Задача оптимізації режимів роботи штангових глибинно-насосних установок (ШГНУ) може бути вирішена лише при наявності достатньо точної інформації про параметри, що характеризують систему “пласт-свердловина-насосна установка” [41, 172, 173]. Серед них рівень рідини в свердловині є одним з найважливіших параметрів. Знання його необхідне при контролі періодичної відкачки, оскільки ШГНУ необхідно зупиняти у випадку опускання динамічного рівня до прийому глибинного насоса, а також при оцінці ефективності експлуатації свердловини, яку проводять за відношенням динамічного і статичного вибієних тисків, що обраховуються за відомими рівнем рідини та затрубним тиском [41]. Крім того, на основі інформації про рівень рідини в свердловині можуть бути обчислені інші характеристики пласта (проникність, пластовий тиск, скін-ефект та ін.) [174].

Сьогодні існує практично один достатньо точний прямий метод вимірювання рівня свердловинної рідини у нафтових свердловинах – акустичний. Крім того, був розроблений ряд інших методів, що знайшли відносно обмежене застосування внаслідок недостатньої точності або складності використання порівняно з акустичним.

Відомі методи вимірювання рівня під час буріння свердловин, що використовують інструменти типу вимірювальних тросів з поплавком або вантажем [175]. Для видобуваючих свердловин в СРСР були також розроблені поплашкові пристрої вимірювання рівня – апарат Яковлева, рівнемір Яковлева, дистанційний п'єзограф УДП-2, механічний п'єзограф ПРМ-2, занурювальний п'єзограф ППІ-2 [176]. Основною складовою таких пристроїв є поплавок, що спускається в затрубний простір на дроті, намотаному на барабан. Довжина відмотаного дроту до моменту занурення поплавка в рідину визначає відстань до поверхні рідини. Чутливість і точність поплавкових рівнемірів є недостатньою внаслідок значного тертя в опорах передаточних механізмів (по величині може бути того ж порядку, що й підйомна

сила поплавка), можливості затирання поплавка об стінки свердловини, а також методичних похибок, пов'язаних з накручуванням дроту на барабан, пружним та температурним видовженням дроту та степеню занурення поплавка в рідину. Щоправда, для глибинного занурювального п'єзметра ППІ-2, принцип дії якого полягає у вимірюванні величини деформації стиснутого газу, пропорційного зміні рівня рідини, похибку вдалося зменшити до 0,2% при межах вимірювання 28 м і чутливості 3 мм [176]. Проте на сьогодні поплавкові методи вимірювання рівня практично витіснені акустичними.

Визначення рівня рідини можливе також шляхом встановлення датчиків наявності рідини безпосередньо в свердловині, на стінках обсадної колони або колони НКТ [177, 178]. У цьому випадку необхідна лінія зв'язку для передачі даних вимірювання на поверхню, що в поєднанні зі значною трудомісткістю встановлення датчиків та їх заміни при виході з ладу (операції, що вимагають призупинення експлуатації свердловини інколи на досить тривалий час) робить експлуатацію таких систем менш ефективною, ніж при використанні інших методів, хоча результати вимірювань можуть біти точнішими. Судячи з аналізу джерел, такі системи також не набули розповсюдження.

В [179] описаний метод визначення рівня свердловинної рідини на основі вимірювання ваги колони НКТ, який ґрунтується на тому, що при зміні рівня змінюється виштовхувальна сила рідини, у яку занурений нижній кінець колони. Відомості про промислове використання цього методу відсутні.

Перші акустичні системи вимірювання рівня були створені в 1930-х роках в США [180]. В СРСР вже в 1940-50-х рр. застосовувались ехолоти, наприклад, ЕС-50 [181]. Суть акустичного методу вимірювання рівня полягає в тому, що у затрубному просторі свердловини генерується акустичний імпульс, який відбивається від поверхні рідини та глибинного обладнання. Згенерований та відбитий імпульси реєструються за допомогою мікрофона. Для генерації акустичного імпульсу спочатку використовувались порохові хлопушки, проте їх недоліки, в першу чергу недостатня вибухобезпечність, призвели до необхідності розробки більш досконалих технологій. Пізніше почали широко використовувати клапанні вузли (випускні

клапани), де акустична хвиля створюється шляхом відкривання клапана резервуара із стиснутим газом (CO_2 або N_2) або випусканням газу з затрубного простору у резервуар, причому перший спосіб використовується при низьких тисках у затрубному просторі (до 1,5 МПа), а другий – при високих [173].

Визначивши інтервал часу t між поданим та відбитим акустичним імпульсом (час проходження акустичною хвилею відстані до поверхні рідини і назад), та знаючи швидкість розповсюдження звукових хвиль в газі v , можна обрахувати рівень рідини в свердловині:

$$H = v \cdot \frac{t}{2}.$$

При обрахунку рівня слід також враховувати, що швидкість звуку значною мірою залежить від температури, тиску та густини газу в затрубному просторі і тому є змінною величиною для різних свердловин. Крім того, температура і тиск, як правило, збільшуються з глибиною свердловини, тому на значних глибинах швидкість звуку може відрізнятися від швидкості звуку на поверхні на 5-10% [182].

Відомі наступні методи визначення швидкості звуку в затрубному просторі видобуваючи свердловин [183]:

1) розрахунковий, що передбачає попереднє визначення складу газу та його температури, після чого швидкість визначається за формулою

$$v = \sqrt{\gamma \frac{RT}{M}}$$

де γ – показник адіабати, R – універсальна газова стала, M – молекулярна маса газу, T – абсолютна температура, яку слід приймати рівною середній геотермічній температурі, характерній для даного родовища, тобто температурі на глибині, що складає половину відстані до рівня рідини.

2) трубний, при якому швидкість звуку визначається у додатковій трубі чи шланзі, що заповнюється газом, відібраним з затрубного простору свердловини. Цей метод дає похибку близько 1%.

3) реперний, для реалізації якого у свердловині повинен бути встановлений репер, глибина установки якого точно відома. Конструктивно репери являють собою відрізки труби більшого діаметра, ніж НКТ, довжиною 300-400 мм. Репер повинен бути

встановлений гарантовано вище рівня рідини. Швидкість звуку в цьому випадку визначається як

$$v = 2 \frac{H_p}{t_p},$$

де H_p – відстань до репера, t_p – час проходження акустичної хвилі до репера.

Похибка визначення рівня при застосуванні реперів складає близько 1% [181, 183].

4) інструментальний, що передбачає пряме вимірювання швидкості звуку з використанням давачів на основі газових акустичних резонаторів. Цей метод реалізований у пристрої для вимірювання швидкості звуку «Резонанс» російського підприємства «Сігма» [183].

На даний час створені системи вимірювання рівня, у яких різними способами вирішується проблема врахування залежності результатів вимірювання рівня акустичним методом від швидкості звуку в затрубному просторі [184, 185, 174, 186, 187, 188, 189].

Ехолот Мікон-101-1 фірми “Мікон”(Росія) [184] містить пристрої генерації та прийому акустичних сигналів та мікропроцесорний блок реєстрації, який дає можливість введення і зберігання таблиці залежності швидкості розповсюдження акустичних сигналів від величини затрубного тиску, що дозволяє враховувати особливості конкретних свердловин. Зареєстровані ехограми зберігаються в енергонезалежній пам'яті блока реєстрації з можливістю їх перенесення до комп'ютера. У стаціонарному виконанні ехолот включає контролер управління виконавчими пристроями і здійснює вимірювання рівня автоматично через задані часові інтервали з формуванням управляючих сигналів в колі управління пускорегулюючої апаратури електродвигуна.

У пристрої вимірювання рівня Ventawave виробництва Nabla Corp. (США) [186] швидкість звуку вимірюється експериментально у трубці, заповненій газом, відібраним із затрубного простору. Після цього вимірюється час проходження акустичного сигналу у затрубному просторі. Результати вимірювань передаються до комп'ютера, де обробляються за допомогою відповідного програмного забезпечення.

На початку 1990-х років Дж.Н.Маккой, Д.Беккер (Echometer Co., Техас) та А.Л.Подіо (Техаський університет)

розробили мікропроцесорну систему [173, 190], в якій акустичний сигнал підлягає фільтрації окремо в області низьких та середніх частот. Фільтрація в області низьких частот дозволяє більш точно виділити імпульс, відбитий від рідини, а в області середніх частот – імпульси, відбиті від муфт колони насосно-компресорних труб (НКТ). Знаючи середню довжину однієї труби та підрахувавши кількість відбивань акустичної хвилі від муфт колони НКТ, можна обчислити рівень рідини більш точно, ніж при використанні обчислень, пов'язаних зі швидкістю звуку [190]. Цей принцип використаний у рівнемірі Model M фірми Echometer Co. [187], який має можливість виведення даних ехометрії на паперову стрічку або до комп'ютера. В останньому випадку мобільний комп'ютер з необхідним програмним забезпеченням є частиною системи аналізу свердловини, що включає також давачі тиску, навантаження на полірований шток, давачі потужності і струму електродвигуна приводу верстата-качалки. Обробка інформації, отриманої від усіх давачів, дозволяє здійснити комплексний аналіз показників ефективності функціонування свердловини та оптимізувати її роботу.

Подібний метод реалізований у діагностичному комплексі “Сіаммастер 2С” російської фірми “Сіам” [189]. Пристрій “Аналізатор швидкості звуку”, що входить до складу цього комплексу, вимірює ехосигнал – відклик на короткий зондуєчий акустичний імпульс, програмне забезпечення аналізує його, виділяючи відбивання від муфт НКТ шляхом непараметричної ідентифікації моделі розповсюдження акустичної хвилі та визначає часові інтервали між відбиваннями. З врахуванням введених довжин НКТ (або середньої довжини) для досліджуваної свердловини обчислюється розподіл швидкості звуку і середня швидкість у затрубному просторі та по кількості відбивань розраховується рівень рідини.

Цією ж фірмою розроблено рівнеміри “Судос-автомат” [191] – автономний пристрій, що може працювати на свердловині кілька діб без участі оператора та “Судос-міні-2” [192] – мініатюрний моноблочний пристрій на базі сучасного мікроконтролера, що здійснює запис і обробку ехограм з використанням цифрової фільтрації, забезпечує контроль статичного і динамічного рівнів, реєстрацію кривих спаду та відновлення рівня, автоматичну реєстрацію тиску газу в затрубному просторі на гирлі

свердловини. Програмне забезпечення пристрою дозволяє розраховувати пластовий тиск, тиск на динамічному рівні, на прийомі насоса та на вибраному рівні нижче прийому, а також основні фільтраційні параметри пласта і свердловини.

У [174] описана система контролю рівня рідини на основі акустичного методу, що включає мікропроцесорний пристрій, який здійснює обробку результатів вимірювання (цифрову фільтрацію шумів, обрахунок рівня) та формування управляючих сигналів включення/виключення установки.

8.2 Визначення рівня на основі динамометричної та ватметричної інформації

Крім безпосереднього вимірювання, рівень рідини в свердловині можна визначити непрямим методом – за результатами динамометрування або ватметрування [172, 193, 194].

Методика оцінювання рівня по динамограмі включає наступні етапи.

При знятті динамограми роботи штангового насоса на ній фіксується навантаження у верхній і нижній мертвих точках підвісу штанг. На динамограму наноситься лінія теоретичного розрахункового навантаження на головку балансира від ваги стовпа рідини в насосних трубах. При визначенні цього навантаження умовно приймається, що рівень рідини в свердловині знаходиться на прийомі насоса, тобто припускається, що висота підйому рідини дорівнює глибині спуску насоса. Величина розрахункового навантаження

$$P_{pp} = L\rho_p F_{nl} + (p_2 - p_3)F_{nl}$$

Нанесена на динамограму теоретична лінія навантаження від ваги стовпа рідини при ході насоса вгору завжди проходить вище фактичної лінії навантаження. Ця розбіжність між теоретичним і фактичним навантаженням свідчить про різну висоту підйому рідини в трубах і затрубному просторі. При цьому чим більша розбіжність між цими лініями, тим більше занурення насоса під динамічний рівень.

Припускаючи ідентичність газорідинної суміші в трубах і затрубному просторі, занурення насоса під динамічний рівень визначають за формулою

$$\Delta h = \frac{(P_{pp} - P_{p\phi})}{\rho_p F_{nl}}$$

Проте оскільки густина рідини в затрубному просторі завжди значно менша, ніж густина рідини в трубах,

$$\Delta h = \frac{(P_{pp} - P_{p\phi})}{\rho_{pz} F_{nl}}$$

де ρ_{pz} – густина рідини в затрубному просторі, що визначається по результатам дослідження свердловин або розрахунковим шляхом. В середньому ρ_{pz} може бути прийнята рівною половині густини дегазованої нафти.

Знаючи занурення насоса під динамічний рівень і глибину спуску насоса, динамічний рівень визначається як їх різниця

$$H = L - \Delta h$$

Дана методика може застосовуватися лише для свердловин, що експлуатуються в тихохідних режимах роботи. Критерієм можливості застосування служить виконання нерівності

$$\varphi = \frac{\pi n L}{30 \cdot 5100} \leq 0.18$$

При $\varphi > 0.18$ динамограми мають велику степінь спотворення за рахунок значних динамічних навантажень на головку балансира.

Перевагою методу визначення рівня на основі динамометричної інформації є поєднання в одному пристрої – динамографі – функціональних можливостей як традиційного діагностування технічного стану ШГНУ, так і, додатково, контролю рівня рідини в затрубному просторі. Органічність такого поєднання підтверджується наявністю на російському ринку приладів типу “рівнемір-динамограф” для комплексних досліджень ШГНУ виробництва різних фірм [195, 196, 197].

Проте розробка методу використання динамографа в якості рівнеміра зустрічає суттєві проблеми, які можна виділити в наступні групи [198]:

1) необхідність ретельного врахування всіх факторів, які впливають на форму і абсолютні значення кривої навантаження в точці підвісу штанг, в першу чергу тертя, а також сил інерції та власних коливань штангової колони;

2) необхідність використання високоточних вимірювальних засобів для отримання задовільної роздільної здатності по рівню рідини;

3) розробка алгоритму оцінки рівня, інваріантного до наявності дефектів насосного обладнання, які спотворюють форму динамограми.

Перша проблема тісно пов'язана з питаннями математичного моделювання руху штангової колони. Зрозуміло, що вага штанг в рідині може бути визначена безпосередньо з динамограми лише за умови відсутності або близькості до нуля тертя, власних коливань та інерційних ефектів, що може мати місце лише для дуже неглибоких свердловин з невеликим числом качань. Розробка методів перерахунку наземної динамограми в плунжерну дозволяє виключити вплив перших двох факторів, оскільки результуюча плунжерна динамограма має форму, близьку до паралелограмної, за умови відсутності дефектів насосного обладнання, проте точне врахування складової тертя в математичній моделі коливань залишається складною задачею. Оскільки зміна навантаження внаслідок дії сил тертя за величиною може бути значно більшою, ніж ефекти зміни навантаження внаслідок зміни рівня рідини, то саме неточність у визначенні цієї складової буде вносити суттєву похибку в обраховане значення рівня. При відсутності задовільного методу компенсації цієї похибки навіть використання надвисокоточних динамографів не дозволить забезпечити достатню точність при розв'язанні поставленої задачі.

Сформулюємо вимоги до точності вимірювальних засобів у припущенні, що впливом сил тертя можна знехтувати або певним чином повністю виключити цей вплив. При зміні рівня на величину Δh фактична вага рідини змінюється на величину

$$\Delta P_{p\phi} = \Delta h \rho_p F_{пл}.$$

Задавши для визначеності $\rho_p = 900$ кг/м³ та діаметр плунжера 32мм, отримаємо, що при зміні рівня на 1 метр $\Delta P_{p\phi} = 0,724$ кг. При використанні динамографа з межами вимірювання 0...10т (типовий діапазон) це означає допустиму межу приведеної похибки біля 0,007%. В той же час у технічних даних на сучасні пристрої динамометрування (див. розділ 1.4) вказується значення приведеної похибки від 0,5% до 5% або роздільна здатність по навантаженню порядку 10 кг. Це говорить про те, що слід або конструктивно вдосконалювати вимірювальні засоби з метою досягнення більшої точності, або ж використовувати описаний метод лише для орієнтовної оцінки рівня з похибкою в десятки метрів.

Ще однією проблемою є те, що форма динамограми змінюється при наявності дефектів. Наприклад, при наявності

витоку в приймальній чи нагнітальній частині глибинного насосу вага рідини, визначена за динамограмою, буде відрізнятись від фактичної, особливо при значних витоках (див. Рис. 8.1).

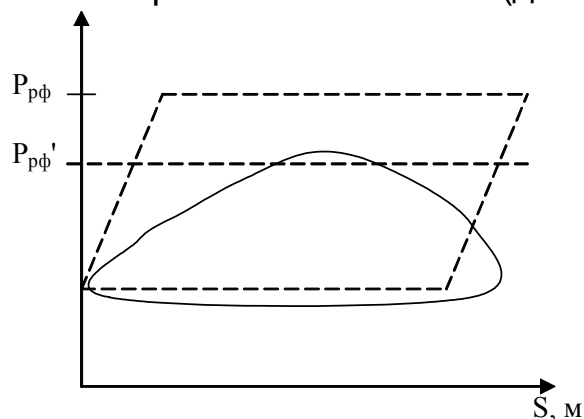


Рис. 8.1. Похибка визначення фактичної ваги рідини при наявності витоку в приймальній частині ($P_{рф}$ – дійсне значення, $P_{рф}'$ – визначене з динамограми)

Те саме стосується наявності витоків в насосно-компресорних трубах, а тим більше аварійної ситуації при обриві штанг. Це означає, що цілком коректний алгоритм оцінки рівня повинен включати хоча б мінімальні елементи діагностики технічного стану ШГНУ, по крайній мірі щодо наявності витоків та обривів штанг. Також не виключеною є непередбачувана зміна складової тертя внаслідок ефектів на зразок заклинювання плунжера, зміни властивостей свердловинної рідини, відкладення парафіну тощо, що може бути помилково прийнято за результат зміни рівня рідини.

Таким чином, розробка алгоритму оцінки рівня рідини за динамограмою, який забезпечував би достатню точність і вірогідність результатів, потребує врахування значної кількості різноманітних факторів (зокрема, точного моделювання сил тертя та впливу дефектів), що вимагає вдосконалення чи модифікації існуючих математичних та діагностичних моделей ШГНУ, а також може бути пов'язано з необхідністю розробки нових чи вдосконалення існуючих вимірювальних засобів.

8.3 Методи контролю відкачки

Частіше динамометрична інформація використовується не для точної оцінки рівня рідини в затрубному просторі свердловини, а для визначення стану відкачки (опускання рівня рідини до прийому глибинного насоса, що призводить до

незаповнення насоса рідиною), при якому суттєво змінюється форма динамограми та зменшується її площа. Цей метод почали застосовувати для управління періодичною відкачкою свердловинної рідини починаючи з кінця 1970-х років [174, 193] і сьогодні він широко використовується в системах контролю відкачки, впровадження яких на нафтопромислах США, Канади, Росії та інших країн дозволяє підвищити ефективність роботи нафтовидобувного обладнання за рахунок зменшення енергоспоживання, скорочення витрат на ремонти обладнання та збільшення видобутку нафти. Його використання дозволяє збільшити видобуток нафти на 1-2% та зменшити, в середньому, витрати на електроенергію на 22% та на ремонт і обслуговування обладнання – на 27% [193].

У Росії останні розробки в цьому напрямі були проведені в Державній академії нафти і газу ім. Губкіна, де створено апаратно-програмний комплекс діагностики і управління обладнанням ШГНУ [199], а також фірмами “Віброцентр” [77], “Сіам”, “Квантор” [199] та ін. В США досить багато фірм спеціалізуються на виробництві систем контролю відкачки або їх окремих складових – давачів чи програмного забезпечення [37,38,39,200].

Найпростіші системи контролю відкачки управляються виключно таймером і взагалі не використовують давачів [201, 193], тобто як час відкачки, так і час накопичення задаються оператором. Вони характеризуються максимальною простотою і дешевизною, але потребують додаткових досліджень з метою визначення оптимального часу відкачки і накопичення, а також не дозволяють оперативно враховувати зміну умов експлуатації.

Принцип роботи систем, що ґрунтуються на аналізі динамометричної інформації, полягає у реєстрації динамограми та обробки її за певним алгоритмом для визначення стану незаповнення насоса рідиною, який характеризується зміною форми кривої. Методи обробки, як правило, зводяться до обрахунку параметрів динамограми і порівняння їх з граничними значеннями, що вводяться оператором. Такими параметрами можуть бути, зокрема, значення навантаження при певному значенні переміщення, що відповідає початку ходу вниз (“метод контрольної точки”) [202, 203], або площа динамограми [48, 204], з різними модифікаціями, наприклад, площа між нульовою лінією та

частиною динамограми, що відповідає ходу вниз [205]. Тривалість зупинки установки для відновлення динамічного рівня може задаватись оператором або обраховуватись автоматично як функція тривалості часу включення та інших параметрів, що характеризують роботу свердловини.

Аналогічні системи можуть бути створені з використанням в якості первинної діагностичної інформації даних ватметрування. В цьому випадку процедура обробки, як правило, включає перетворення ватметрограми в аналог динамограми [77]. Безпосередньо пов'язані з ватметруванням привідного електродвигуна є також методи контролю відкачки за часом ходу вниз порівняно з часом, що витрачається при нормальній роботі установки [206] (грунтується на залежності між навантаженням привідного електродвигуна і швидкістю його обертання) та за різницею фаз між струмом і напругою привідного електродвигуна на початку ходу вниз [207] (грунтується на залежності між зсувом фаз і моментом на валу двигуна).

В [194] згадується також метод контролю відкачки за рівнем вібрації верстата-качалки, що ґрунтується на виявленні явища удара плунжера об рідину при відкачці динамічного рівня, що спричиняє значні вібраційні навантаження.

В останні роки були також розроблені системи контролю відкачки, які замість відключення електродвигуна приводу верстата-качалки зменшують швидкість його обертання [174, 208], що призводить до зниження подачі і поступового збільшення динамічного рівня. Коли рівень стає достатньо високим, швидкість обертання знову збільшується і т. д. Це забезпечує більш точне регулювання динамічного рівня, що позитивно впливає на роботу свердловини, хоча в [174] стверджується, що цей метод дає збільшення енергоспоживання на 10%-20% при незмінних об'ємах видобутку.

Недоліком систем контролю відкачки на основі аналізу динамометричної інформації можна вважати те, що зупинка установки відбувається вже після того, як ідентифікується стан відкачки, тобто на протязі кількох останніх циклів качання насос працює з незаповненням, що супроводжується ударами плунжера об рідину, які викликають вібрацію всіх частин насосної системи. Це, в свою чергу, обумовлює надмірне навантаження на штанги, додатковий знос насоса, штанг та НКТ. Безпосереднє

вимірювання рівня рідини дозволяє уникнути цих явищ за рахунок відключення установки відразу по досягненні граничного значення рівня ще до того, як почнеться робота з незаповненням. Крім того, відслідковування рівня рідини на протязі усього часу роботи установки дозволило б прогнозувати динаміку його зміни і на основі цієї інформації більш точно визначити оптимальний інтервал часу, необхідний для накопичення рідини. Швидкість, з якою рідина поступає з пласта у свердловину, тим менша, чим більший вибійний тиск порівняно з тиском у привибійній зоні, тобто чим вищий рівень рідини над прийомом насоса. Тому під час періоду накопичення рівень рідини у свердловині може підвищуватись тільки до тих пір, поки вибійний тиск не зрівняється з тиском у привибійній зоні, і якщо час накопичення перевищує оптимальний, то результатом буде зменшення видобутку. Якщо ж час накопичення менший за необхідний, то наступний цикл відкачки може початися з незаповненням насоса. Ще однією перевагою контролю рівня на протязі всього часу включення є те, що при підтриманні рівня рідини вище прийому насоса у привибійній зоні будуть менші перепади тиску і температури, що знизить відкладення піску, парафіну та солей в області перфорації [174]. Тому більш перспективними є методи контролю відкачки на основі безпосереднього вимірювання рівня, однак відомі системи з використанням традиційних акустичних методів [209] є надто складними і дорогими.

У зв'язку з вищеописаними складностями було розглянуто можливість використання інших інформативних ознак, що можуть вимірюватися одночасно з динамограмою за рахунок включення додаткових давачів до складу пристрою діагностування. Зокрема, було висловлено припущення [210], що одним з перспективних напрямків в галузі вимірювання рівня рідини в нафтовидобувних свердловинах є пошук інформативних в цьому сенсі ознак шляхом аналізу характеристик коливних процесів ШГНУ, зокрема колони насосно-компресорних труб (КНКТ). З метою підтвердження чи спростування даного припущення було проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень [211], результати яких наводяться нижче.

8.4 Дослідження можливості оцінки рівня рідини за характеристиками коливних процесів колони НКТ

Розглянемо КНКТ як стержень з площею перерізу F та довжиною L з жорстко закріпленим верхнім кінцем, до нижнього кінця якого прикладена зосереджена маса M , під якою будемо розуміти масу рідини всередині колони.

Рівняння руху

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (8.1)$$

де a – швидкість звуку в матеріалі труб.

Крайові умови

$$u|_{x=0} = 0, \quad M \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -EF \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L}, \quad (8.2)$$

де E – модуль Юнга матеріалу труб.

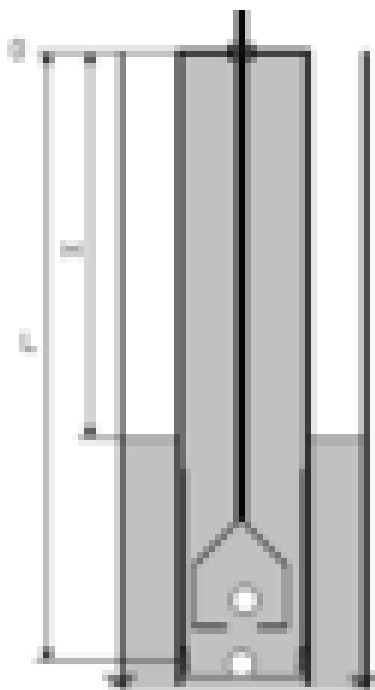


Рис. 8.2. Будова підземної частини ШГНУ

Розглянемо лише коливання КНКТ при ході вниз, коли маса рідини прикладена до нижнього кінця колони, оскільки при ході вгору рідина рухається разом з штанговою колоною всередині КНКТ, і для адекватного моделювання слід врахувати тертя між КНКТ і рідиною, що вимагає введення у розгляд закону руху штангової колони.

Оскільки маса рідини, прикладена до нижнього кінця КНКТ, залежить від значення рівня H

$$m_p = \rho_p F_n H, \quad (8.3)$$

де F_n – площа перерізу плунжера, ρ_p – густина рідини, то в (8.2) $M = M(H)$. Очевидним наслідком зміни маси системи є зміна частоти її власних коливань. Рівняння для визначення власних частот [212]

$$\operatorname{tg} \frac{pL}{a} = \frac{ma}{MpL}, \quad (8.4)$$

де m – маса КНКТ,
і перші три частоти [212]

$$p1 = \frac{3 \pi}{8 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}, \quad p2 = \frac{9 \pi}{8 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}, \quad p3 = \frac{33 \pi}{16 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}. \quad (8.5)$$

Оцінимо величину зміни власної частоти $p1$ при зміні рівня H в широких межах (1000...2000м) для наступних значень експлуатаційних параметрів ШГНУ: $L = 2000\text{м}$, $\rho_p = 900 \text{ кг/м}^3$, діаметр плунжера 32 мм, діаметр НКТ 73 мм. Результат розрахунків за формулами (8.3)-(8.5) представлений на Рис. 8.3.

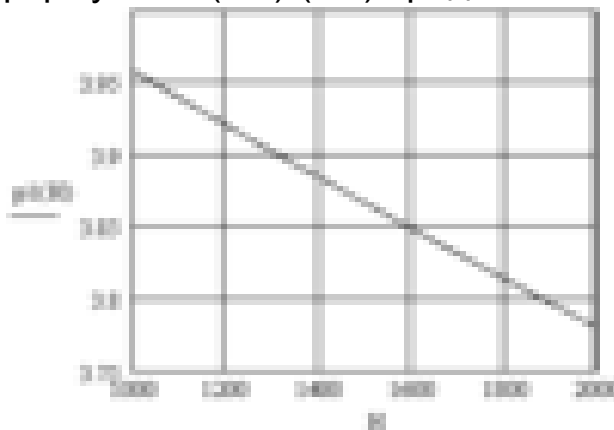


Рис. 8.3. Залежність власної частоти від рівня рідини

Такий результат вказує на те, що оцінка рівня рідини за власною частотою коливань системи КНКТ-рідина являє собою технічно складну задачу, оскільки для вимірювання рівня з точністю хоча б ± 10 м необхідно вимірювати частоту з точністю ± 0.002 Гц, і це за умов наявності у вібраційному сигналі значної кількості шумів та гармонічних складових з іншими частотами. Достатньо вказати на те, що для отримання роздільної здатності по частоті 0.002 Гц для дискретного перетворення Фур'є необхідно записати вибірку тривалістю не менше 500 с; оскільки спектр вібросигналу має ширину порядку кількох кілогерц [213], а частоту дискретизації для якісного відтворення спектра рекомендується вибирати у 8-10 разів більшою за максимальну частоту спектра [62], то обсяг вибірки повинен сягати кількох

десятків мільйонів значень. Для підвищення ж точності до ± 1 м відповідно слід записати вибірку обсягом в кількисот мільйонів значень на протязі не менше 1 год 20хв.

Слід вказати також на те, що в результаті обробки експериментальних даних по вібрації КНКТ не було виявлено явно виражених гармонічних складових на частотах, розрахованих за (8.5), що, однак, може бути пояснено обмеженістю частотного діапазону використаних при дослідженнях вібродавачів в області низьких частот, а також тим, що в зв'язку з конструктивними особливостями обладнання гирла свердловини вібросигнал вимірювався не безпосередньо на КНКТ, а на трійнику НКТ.

Як видно з Рис. 8.2, коливання нижньої частини КНКТ відбуваються в рідині, тобто в середовищі з опором, а верхньої частини – в газовому середовищі, опір якого можна вважати нульовим. Відповідно можна записати хвильові рівняння:

$$\text{при } 0 < x < H \quad \frac{\partial^2 u_B}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_B}{\partial x^2}, \quad (8.6)$$

$$\text{при } H < x < L \quad \frac{\partial^2 u_H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_H}{\partial x^2} - \beta \frac{\partial u_H}{\partial t}, \quad (8.7)$$

де β – коефіцієнт опору середовища.

Початкові умови приймаються нульовими:

$$u_B|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_B}{\partial t}|_{t=0} = 0, \quad (8.8)$$

$$u_H|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_H}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (8.9)$$

Крайові умови для (8.6):

$$u_B|_{x=0} = 0 \quad (8.10)$$

(верхній кінець жорстко закріплений);

$$u_B|_{x=H} = u_H|_{x=H} \quad (8.11)$$

(умова стику для рівнянь (8.6) і (8.7)).

Для запису крайових умов для (8.7) розглядається, по-перше, деформація КНКТ під дією ваги стовпа рідини, що періодично прикладається до нижнього кінця колони, і, по-друге, деформація під дією тиску рідини всередині колони та в затрубному просторі.

Припустивши, що навантаження від ваги рідини зрівноважується силами пружності ШК та КНКТ, можна записати:

$$E(F_{st}\varepsilon_{st} + F_T\varepsilon_T) = m_p g,$$

де F_{st}, F_T – площі поперечного перерізу штанг і труб, $\varepsilon_{st}, \varepsilon_T$ – відносні деформації штанг і труб.

Закон деформації штанг в часі, виходячи із закону руху полірованого штока $s(t) = \frac{S0}{2}(1 - \cos \omega t)$, де $S0$ – довжина ходу, ω – кутова швидкість руху полірованого штока (Рис. 8.4).

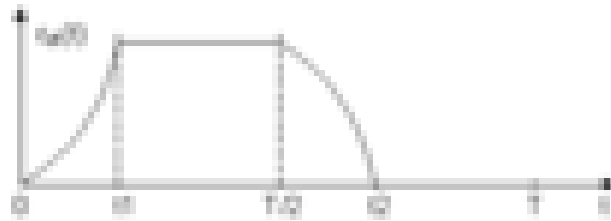


Рис. 8.4. Закон деформації штангової колони

$$\varepsilon_{st}(t) = \begin{cases} \frac{S0}{2}(1 - \cos \omega t), & 0 < t < t1 \\ \frac{m_p g}{EF_{st}}, & t1 < t < \frac{T}{2} \\ \frac{S0}{2}(1 - \cos \omega t) - \frac{m_p g}{EF_{st}}, & \frac{T}{2} < t < t2 \\ 0, & t2 < t < T \end{cases},$$

де $t1 = \frac{1}{\omega} \arccos(1 - \frac{2m_p g}{EF_{st} S0})$ – час сприйняття колоною штанг навантаження від ваги рідини, $t2 = \frac{T}{2} + t1$, T – тривалість одного циклу качання.

Таким чином,

$$\varepsilon_T(t) = \frac{1}{F_T} \left(\frac{m_p g}{E} - F_{st} \varepsilon_{st}(t) \right). \quad (8.12)$$

Розглянемо деформацію під дією тиску рідини. За законом Гука поздовжнє відносне видовження $\varepsilon = \mu \frac{\sigma}{E}$, де σ – напруження від поперечної деформації, μ – коефіцієнт Пуассона; за формулою Маріотта $\sigma = \frac{D}{2d} p$, де D – внутрішній діаметр КНКТ, d – товщина стінки, p – тиск рідини на стінку. Звідси $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\mu D}{2dE} (p_B - p_3)$, де p_3 – тиск рідини в затрубному просторі, p_B – тиск рідини всередині КНКТ (знаки пояснюються тим, що зовнішній тиск стискає січення труби, внутрішній розтягує); $p_B = \rho_B g L$, $p_3 = \rho_3 g (L-H)$, де ρ_B, ρ_3 – густина рідини всередині та зовні КНКТ.

Остаточно крайова умова для нижнього кінця

$$\left. \frac{\partial u_H}{\partial x} \right|_{x=L} = \varepsilon_T(t) + \frac{\mu Dg}{2dE} (\rho_B L - \rho_3(L-H)), \quad (8.13)$$

де $\varepsilon_T(t)$ визначається за (8.12).

Для $x = H$ крайова умова

$$\left. \frac{\partial u_H}{\partial x} \right|_{x=H} = \frac{\mu Dg}{2dE} \rho_B H. \quad (8.14)$$

Розв'язком описаної моделі є деякі функції $u_B(x,t)$ та $u_H(x,t)$. Оскільки вимірювання характеристик вібраційних процесів можливе лише у верхній частині КНКТ, практичний інтерес представляє тільки функція $u_B(x,t)$, причому при $x \rightarrow 0$. На Рис. 8.5,а показано типове обладнання гирла свердловини при експлуатації ШГНУ. Як видно з рисунка, вимірювання вібрації безпосередньо на КНКТ вимагає стаціонарного встановлення вібродавачів, наприклад, при капремонті свердловини, оскільки конструкція обладнання гирла свердловини не дозволяє здійснювати це мобільно. При цьому в принципі можливе внесення мінімальних змін до конструкції цього обладнання (формування додаткових отворів та вибухобезпечних роз'ємів для виводу сигнальних кабелів). У випадку переносного варіанту вібродіагностичної системи конструкція обладнання гирла свердловини повинна допускати встановлення вібродавачів на колону НКТ навіть при значному тиску газів в затрубному просторі. Це призводить до потреби значної зміни конструкції обладнання гирла свердловини (введення шлюзових камер, направляючих для транспортування вібродавачів, тощо). Тому при проведенні експериментальних досліджень акселерометр встановлювався на трійнику, який з'єднаний з КНКТ різьбовим з'єднанням за допомогою муфти. Оскільки відповідно до розглянутої моделі верхній кінець КНКТ вважається жорстко закріпленим, встановити аналітичний зв'язок між коливаннями КНКТ і трійника в принципі неможливо. Існує два шляхи розв'язання даної проблеми: або вважати, що коливання КНКТ передаються на трійник, не змінюючи суттєво своїх амплітудно-частотних характеристик, тобто виміряні на трійнику коливання вважати аналогічними до коливань КНКТ, або ж врахувати цей зв'язок шляхом ускладнення моделі. Один із варіантів такого ускладнення представлений на Рис. 8.5,б.

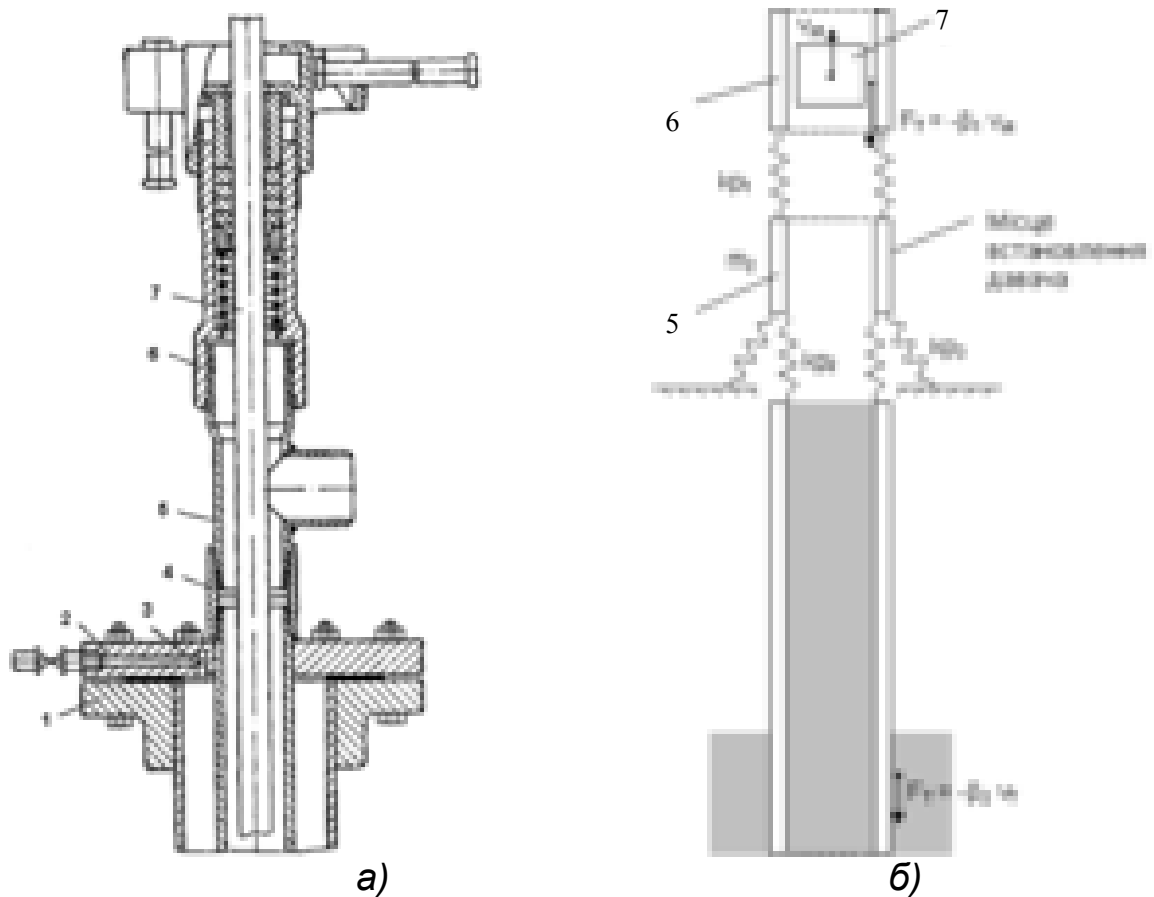


Рис. 8.5. Обладнання гирла свердловини (а) та його модель (б):

- 1 – колонний фланець;
- 2 – планшайба;
- 3 – КНКТ;
- 4 - муфта;
- 5 – трійник;
- 6 – сальник;
- 7 – штангова колона.

Система рівнянь, що описує рух даної системи, відрізнятиметься від розглянутої вище, по-перше, крайовою умовою для верхнього кінця КНКТ, і, по-друге, наявністю рівнянь руху трійника і сальника, які будемо розглядати як тверді тіла.

Рівняння руху сальника, вважаючи тертя між сальником і полірованим штоком прямо пропорційним швидкості полірованого штока

$$\frac{d^2 u_{m1}}{dt^2} = \frac{k_{p1}}{m1} u_{m1} - \frac{k_{p1}}{m2} u_{m2} - \frac{\beta_1}{m1} \frac{\partial u_{st}}{\partial t} \quad (8.15)$$

де $m1$ – маса сальника, $m2$ – маса трійника, u_{m1} - переміщення сальника, u_{m2} - переміщення трійника, u_{st} - переміщення полірованого штока, β_1 - коефіцієнт тертя між сальником і полірованим штоком.

Рівняння руху трійника

$$\frac{d^2 u_{m2}}{dt^2} = \frac{k_{p1}}{m2} u_{m1} - \frac{(k_{p1} - k_{p2} - k_{p3})}{m1} u_{m2} - \frac{k_{p2}}{m2} u_B \Big|_{x=0}, \quad (8.16)$$

де k_{p1} - коефіцієнт жорсткості різьбового з'єднання між сальником і трійником, k_{p2} , k_{p3} - коефіцієнти жорсткості різьбового з'єднання між трійником і КНКТ.

Початкові умови нульові

$$u_{m1} \Big|_{t=0} = 0 \quad (8.17)$$

Початкові умови нульові

$$u_{m2} \Big|_{t=0} = 0 \quad (8.18)$$

Крайова умова для верхнього кінця КНКТ, який вважається пружно з'єднаним з трійником:

$$\frac{\partial u_B}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{k_{p2}}{EF_T} u_B - \frac{k_{p2}}{EF_T} u_{m2} \quad (8.19)$$

Решта рівнянь аналогічні наведеним вище (8.6-8.9, 8.11-8.14).

На Рис. 8.6 приведено амплітудні спектри коливань, виміряних на трійнику НКТ, та змодельованих коливань, отриманих в результаті розв'язку моделі, для свердловини Б-320 Битківського родовища НГВУ "Надвірнанафтогаз". Вимірювання проводились за допомогою акселерометра типу АНС-114-03, причому значення вібропереміщення визначались шляхом подвійного інтегрування віброприскорення з виходу акселерометра. При моделюванні було задано наступні значення параметрів моделі (у відповідності до експлуатаційних характеристик свердловини Б-320):

- глибина спуску насоса $L = 1895$ м;
- діаметр НКТ $d_{НКТ} = 0,073$ м (колона НКТ є одноступінчатою);
- внутрішній діаметр НКТ $D = 0,062$ м;
- товщина стінки НКТ $d = 0,0055$ м;
- діаметр штанг (середній, колона штанг є триступінчатою) $d_{шт} = 0,01955$ м;
- довжина ходу полірованого штока $S_0 = 3$ м;
- кутова швидкість руху полірованого штока $\omega = 0,6807$ с⁻¹;
- діаметр плунжера глибинного насоса $d_n = 0,032$ м;
- густина рідини $\rho_p = 870$ кг/м³;
- маса сальника (тип - СУС 2А-73-31) $m1 = 24$ кг;
- маса трійника $m2 = 7$ кг;
- коефіцієнт опору середовища (визначений

експериментально) $\beta = 0,144 \text{ с}^{-1}$;

- коефіцієнт тертя між сальником і полірованим штоком $\beta_1 = 0,67 \text{ с}^{-1}$;

- коефіцієнт жорсткості різьбового з'єднання між сальником і трійником $k_{p1} = 8,2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$;

- коефіцієнти жорсткості різьбового з'єднання між трійником і КНКТ $k_{p2} = 7,9 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $k_{p3} = 7,3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

Моделювання було проведено для ряду значень динамічного рівня з діапазону 10...1500 м. Результати моделювання вказують на те, що зміна рівня призводить до зміни амплітуд окремих гармонік у спектрі вібросигналу, однак зміни стають помітними лише при значній зміні рівня (візуально помітними на графіку – при зміні на 200м і більше). Як видно з Рис. 8.6, при зміні рівня на 1000м значення гармонік на частотах 4,3, 8,7, 18,8, 23, 26,1, 29,2, 32,4 Гц змінюється на величину 5...15%. Величина зміни приблизно лінійно залежить від значення рівня, тому для отримання роздільної здатності по рівню хоча б порядку 10 м (що в принципі достатньо для керування режимом роботи установки, хоча і недостатньо для досліджень характеристик пласта) необхідно відслідковувати зміну амплітуд гармонічних складових з точністю 0,05..0,15%. Для визначення допустимої похибки давача було проведено розрахунок відносної похибки гармонічних складових вібропереміщення при додаванні у вихідний сигнал віброприскорення випадкового шуму заданої амплітуди. В результаті було встановлено, що похибка давача не повинна перевищувати 0,65% за умови ідеальності його амплітудно-частотної характеристики (АЧХ). Для врахування реальної АЧХ доцільно підвищити вимоги до точності до 0,5%.

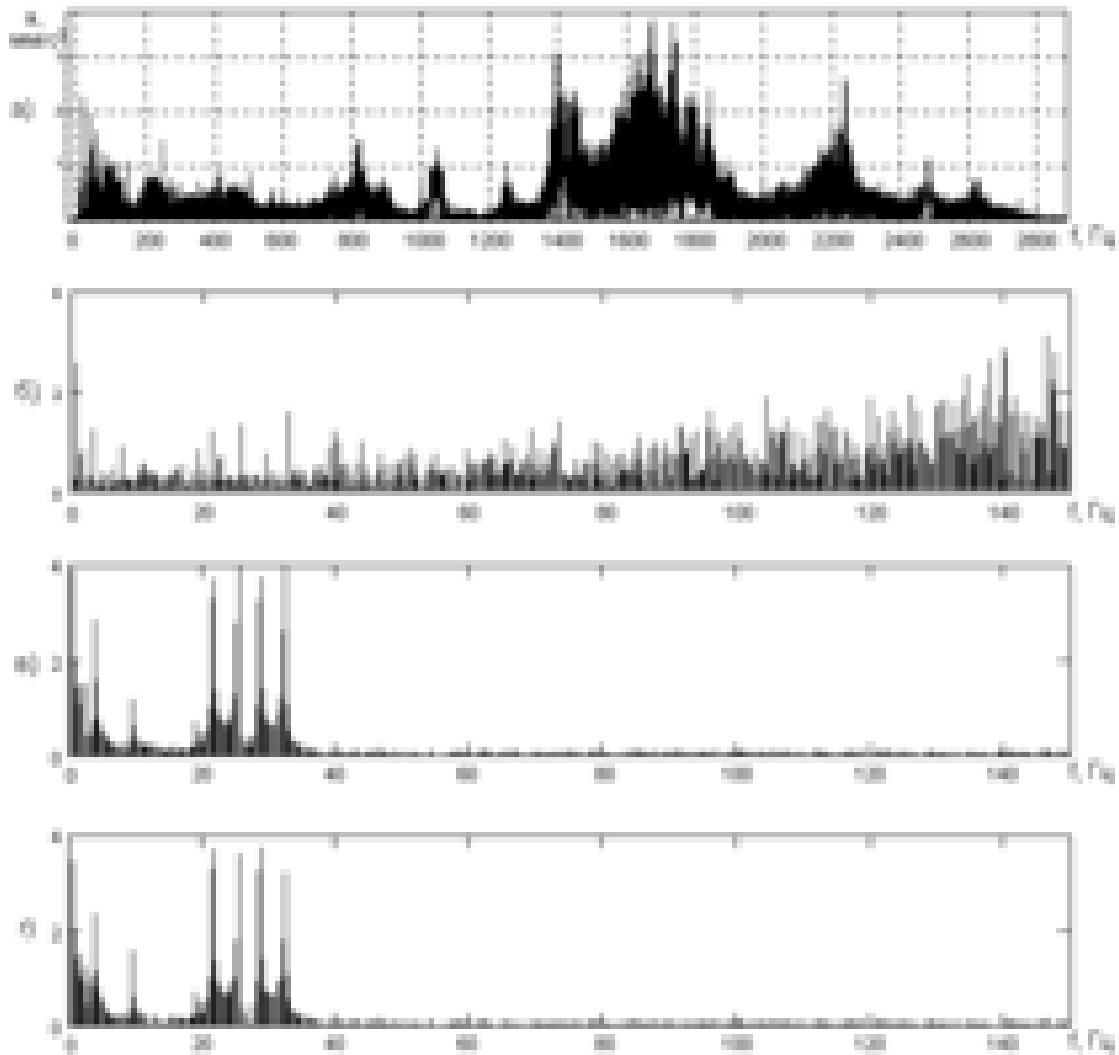


Рис. 8.6. Спектри коливань КНКТ: а, б – для виміряного сигналу; в, г – для модельованого сигналу при значеннях рівня 500 та 1500м

Таким чином, практична реалізація методу визначення рівня рідини в затрубному просторі свердловини на основі встановленої залежності вимагає застосування вібродавачів високої точності (не гірше 0,5%) з широким динамічним діапазоном та мінімальними спотвореннями в області низьких та інфранизьких частот. Окрім того, як видно з Рис. 8.6, у спектрі експериментального вібросигналу міститься значна кількість складових, переважно в області середніх та частково низьких частот, що не описуються в рамках розглянутої моделі і потребують високоякісної фільтрації для забезпечення вірогідності результатів. Зокрема, аналіз часових та спектральних характеристик свідчить про наявність амплітудно-модульованого шумового сигналу, утвореного внаслідок тертя полірованого штока об ущільнюючі елементи обладнання гирла свердловини.

Частотні характеристики цього сигналу лежать в області максимальної чутливості вібродавачів, тому відношення сигнал/шум значно менше одиниці, і покращення цього відношення можливе тільки за умови побудови оптимального фільтру, амплітудно-частотна характеристика якого узгоджена із спектром сигналу, що є технічно складною задачею, враховуючи необхідність моделювання вказаного шумового сигналу із врахуванням характеристик конкретного обладнання. При цьому слід зауважити, що принципово можливим є використання тензометричних динамографів для одержання інфранизькочастотного вібраційного сигналу, що дозволяє оминати обмеження по низькочастотній межі смуги пропускання вібродавачів.

Всі вищевказані причини ускладнюють задачу розробки методу вимірювання рівня на основі характеристик коливних процесів, що, однак, не виключає можливості його реалізації за умови подальшого розвитку і покращення характеристик засобів вимірювання та обробки вібраційних процесів.

9. ЛІТЕРАТУРА

1 Муравьев И.М., Базлов М.Н. и др. Технология и техника добычи нефти. М.: "Недра", 1971. – 496 с.

2 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. М.: "Недра", 1979. – 213 с

3 Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти. М.: "Недра", 1983.

4 Акульшин А.И., Бойко В.С. и др. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. М.: "Недра", 1989. – 480 с.

5 И.Г.Белов. Исследование работы глубинных насосов динамографом. - М.: Гостехиздат, 1960.- 126 с.

6 Бандура В.В., Замиховський Л.М. Умови виникнення і розвитку дефектів глибинно-насосної штангової установки (ГНШУ) / ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 1996.– 14с. – Укр. - Деп. в УкрІНТЕІ 04.10.96 р. №10 Ук96.

7 Бандура В.В. Дослідження впливу дефектів ШГНУ на її експлуатаційну надійність // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтове обладнання.– Івано-Франківськ, – 1999.– вип.36 (т 4). - С.198-209.

8 Замиховский Л.М., Гринив П.П., Савюк Л.А. Условия возникновения и развития неисправностей УЭЦН.// Методы и средства технической диагностики / Ивано-Франковск: Фирма "Контакт".- 1992. - с.19-32.

9 Карпаш О.М. Неруйнівний контроль та технічна діагностика нафтогазового обладнання та інструменту // Матеріали 2-ї укр. наук.-техн. конф. "Неруйнівний контроль та технічна діагностика". - Дніпропетровськ, 1997. - С.36.

10 Методы и средства контроля технического состояния глубиннонасосного оборудования // Алиев Т.М., Надеин В.А., Рыскин Л.М., Тер-Хачатуров А.А. - М., 1981. - 57с. - (Обз.инф./ВНИИОЭНГ. Нефт. пром. Сер."Автоматиз. и телемех. нефт. пром.")

11 Куликовский Л.Ф., Кричке В.О. Ваттmetroграфический метод контроля работы глубиннонасосных установок. // Нефть и газ. – 1976. - №8. – с.81-85

12 Абдулаев Н.Т., Агагусейнов Н.Т., Антонов А.В. Ваттметрафический метод диагностирования штанговых нефтяных установок. // Известия вузов, нефть и газ, 1991. - №5

13 Ровінський В.А., Заміховський Л.М. Вдосконалена статична модель верстата-качалки. – Матеріали 4-ї наук.-тех. конф. “Неруйнівний контроль та технічна діагностика”. – Київ, 2003. – с.290-293

14 Васьків О.В., Заміховський Л.М., Ровінський В.А., Шумада В.М. Локальна система діагностування штангових глибинно-насосних установок ДМНТЗ, Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер.: техн. кіберн. та електриф. об'єктів паливно-енергет. комплексу. Вип. 37 (том 8). Івано-Франківськ, 2000.

15 Замиховский Л.М. Логическая модель погружной электроустановки для добычи нефти // Вопросы оборонной техники, ДСП. Сер.3. Вып.6(265). –М.: НТЦ "Информтехника", 1994. – С.21-25.

16 Багиров М.М. Определение закона движения и усилий в колонне штанг при наличии амортизатора в точке подвеса колонны// Изв.вузов. Нефть и газ.- 1983, - №8.- с.75-77.

17 Багиров М.М. Определение критического числа качаний колонны насосных штанг // Азербайджанское нефтяное хозяйство.– 1987.–№1.–с.53-54.

18 Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. – М.: Недра, 1971.–192с.

19 Кадиров Н.Б. К вопросу исследования вынужденного колебательного движения колонны штанг при работе глубинного насоса // Изв.вузов. Нефть и газ.– 1983.– №8.–с.25-31.

20 Кадиров Н.Б. К вопросу исследования вынужденного колебательного движения колонны штанг станка-качалки глубиннонасосной установки // Изв.вузов. Нефть и газ.– 1981.– №12.– С.23-25.

21 Кадиров Н.Б., Бабаков А.А. Определение силы, действующей на точку подвеса колонны штанг глубиннонасосной установки // Азербайджанское нефтяное хозяйство.– 1985.–№12.– с.15-18.

22 Рабинович Л.М. Гидродинамические устройства в приводе глубиннонасосной установки .– М.: Гостехиздат, 1962.– 101с.

23 Малько Б.Д. Динамічні характеристики виконавчих механізмів бурових і нафтопромислових установок та їх оптимізація. Дисертація на здобуття наук. ступеня докт.техн.наук, Івано-Франківськ, 1999.

24 Адонин А.Н., Мамедов Н.Я. Расчет нагрузки на штанги с учетом тяжелого низа //Азейрбайджанское нефтяное хозяйство. – 1976. - №6.–С.50-52.

25 Коловский М.З. Динамика машин.– Л.: Машиностроение, 1989.– 263с.

26 Комаров М.С. Динамика механизмов и машин.– М.: Машиностроение, 1969.–296с.

27 Harley A. Tripp Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings. SPE, Production Engeniring, August,1988.–P.346-350.

28 Крылов Н.М., Боголюбов Н.Н. Введение в нелинейную механику. Киев.: Изд-во АН УССР, 1937.

29 Э.Хайпер, С.Нерсетт, Г.Ваннер. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежесткие задачи. – М.: Мир, 1990.–512с.

30 Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы. М.: Наука, 1989.–432с.

31 Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики.М.: Наука, 1977.

32 Владимиров В.С. Уравнения математической физики. М.:Наука, 1988.–512с.

33 Диагностические возможности моноблочных электронных динамографов «СИДДОС-автомат» // Нефтяное хозяйство. – 2000. - №7. – С.87-88.

34 Электронная переносная система динамометрирования “УРАН-100” (<http://uralniti.narod.ru/>)

35 Lea J.F., Winkler H.W., Nickens H.V., Snyder R.E. What’s new in artificial lift. – World Oil, March 2000. - Vol.221, No.3. – P. 74

36 Программно-аппаратный комплекс исследования и диагностики ШГНУ (ПАК “КДС”) (<http://www.neftegazprogress.ru/nauka-dneft.shtml>)

37 Diamond Series Rod Pump Controller (http://www.ter-usa.com/HTML_PRODUCTS/prod-gen.htm)

38 AEPOC. Automation Electronics Pump Off Controller (<http://www.autoelect.com/>)

39 Model 8800 Rod Pump Controller (<http://www.caconline.com>)

40 Локальная система оптимального управления нефтедобывающей скважиной, оснащенной установкой штангового глубинного насоса (УШНГ) (<http://www.uralniti.ru/>)

41 Podio A.L., McCoy J.N., Becker D., Rowlan L, Drake B. Total Well Management II. – SPE 67273 presented at the SPE Production and Operation Symposium held in Oklahoma City, Oklahoma, March 2001

42 Мобильный аппаратно-программный комплекс диагностики скважин "Квантор-3" (<http://www.sprut.ru/quantor-t/prod.htm>)

43 Чарный И.А. Динамический расчет штанг глубоких нефтяных насосов. //Изв. АН СССР, ОТН. - 1949. - т.6.

44 Gibbs S.G., Neely A.B. Computer Diagnosis of Down-Hole Conditions in Sucker Rod Pumping Wells. // Journal of Petroleum Technologies. – Jan. 1966. – p. 91-98.

45 Вирновский А.С. Способ вычисления величин, характеризующих работу глубиннонасосной установки, по данным наземных измерений. Нефтяное хозяйство. -, 1952. – № 5. - С.30-36.

46 Алиев Т.М., Рыскин Л.М., Тер-Хачатуров А.А. Об одном методе определения состояния глубиннонасосного штангового насоса //Изв.вузов.Нефть и газ. - 1980.- №11.-С.81-85.

47 Касьянов В.М. Аналитический метод контроля работы глубинных штанговых насосов /ТНТО: сер. "Машины и оборудование нефтегаз.пром." - ВНИИОЭНГ, М., 1973. – 95с.

48 Алиев Т.М., Тер-Хачатуров А.А. Автоматический контроль и диагностика скважинных штанговых насосных установок. – М.: Недра, 1988. – 232с.

49 Алиев Т.М., Тер-Хачатуров А.А. Перспективы автоматизации обработки информации при диагностике глубиннонасосного нефтяного оборудования // Изв.вузов: Нефть и газ, 1981. - №9. – с.88-92

50 Смотрицкий Ш.М. Некоторые вопросы распознавания динамограмм. – Тез. докл. межвуз. науч. конф.. – М.: МИНХиГП, 1966.

51 Алиев Т.М., Костянян В.Р., Тер-Хачатуров А.А. Об одном подходе к распознаванию неисправностей глубинного насоса по динамограмме, инвариантной к пространственному положению осей // Изв.вузов: Нефть и газ. - 1983. - №8.- С.60-67

52 Бульбас В.М., Денис Б.Д., Калужний Б.С. Діагностика свердловини з глибинним штанговим насосом / Нафтова і газова промисловість, 2001. - №1.

53 Хакимьянов М.И., Ковшов В.Д. Анализ искажений форм динамограмм при различных методах определения положения штока ШГН / Датчики и преобразователи информации систем измерения, контроля и управления: Сб. материалов XIV науч.-тех. конф. - М.: МГИЭМ, 2002. – с.130-131

54 Євчук О.В., Заміховський Л.М. Забезпечення інваріантності динамометричного методу діагностування ШГНУ до форми сигналу переміщення полірованого штока // Матеріали 11-й междунар. конф. "Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики". – Ялта-Киев, 2003. – С. 115-117.

55 H. Freeman. Computer processing of line drawing images // Computer Surveys. – 1974. - №6. - pp.57-97

56 G. Chen. Applications of wavelet transforms in pattern recognition and de-noising: A thesis... for the degree of master of computer science. – Concordia University, Montréal, Québec, Canada. – 1999.

57 Пирвердян А.М. Гидромеханика глубиннонасосной эксплуатации. – М.: “Недра”, 1968. – 306с.

58 Кадымова К.С., Мовламов Ш.С. Изучение видов трения в подземной части глубиннонасосной установки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1973. - №3. – С. 41-44.

59 Євчук О.В. Метод визначення коефіцієнту тертя при обрахунку плунжерних динамограм // Методи та прилади контролю якості. – 2003. - №10. – С.55-58

60 Вирновский А.С. О вычислении истинной длины хода плунжера глубинного насоса // Нефтяное хозяйство. – 1954. - №4. – С. 76-82.

61 Ефимов А.В. Математический анализ (специальные разделы). Ч.1. Общие функциональные ряды и их приложение. – М.: Высш.школа,1980. – 279с.

62 Бабак В.П., Хандецький В.С.,Шрюфер Е. Обробка сигналів: Підручник. - К.:Либідь, 1996. - 392с.

63 Гайский В.А. Применение функций Уолша в системах автоматизации научных исследований. - К.: Наукова думка, 1993. - 196 с.

64 Залманзон Л.А. Преобразования Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях. - М.: Наука, 1989. - 523 с.

65 Вариченко Л.В, Лабунец В.Г., Раков М.А. Абстрактные алгебраические системы и цифровая обработка сигналов. - К.: Техніка,1986. - 354 с.

66 Н.М. Астафьева. Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения // Успехи физических наук. – 1996. - Т. 166, №11. – С.1145-1170.

67 К. Кноте, А.И. Солодовников. Адаптируемые ортогональные wavelet-преобразования диагностических сигналов // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики.– Івано-Франківськ. – 1999.– вип.36 (том 8).- С.12-20.

68 Кириллов С.Н., Зорин С.В. Синтез оптимальных порождающих фильтров для вейвлетных разложений // Материалы 4-й междунар. конф. DSPA-2002. – <http://www.autex.spb.ru>

69 А.В. Переберин. О систематизации вейвлет-преобразований // Вычислительные методы и программирование. – 2001. – т.2. – с.15-40

70 Кобелев В.Ю. Адаптивное вейвлет-преобразование сигналов // Материалы 3-й междунар. конф. DSPA-2000. – <http://www.autex.spb.ru>

71 Герман-Галкин С.Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0: Учебное пособие. СПб.: КОРОНА принт, 2001. – 320с.

72 Смородов Е.А. Оперативный контроль сбалансированности станка-качалки на основе

динамометрирования// Нефтяное хозяйство. – 2001. - №7. – с.57-58

73 Исаченко И.Н., Гольдштейн Е.И., Налимов Г.П. Методы контроля сбалансированности станка-качалки на основе измерения электрических параметров. “Нефтепромышленное оборудование”. 2002. №1

74 Климов М.М., Налимов Г.П., Лавров В.В. Мобильный диагностический комплекс “Сиаммастер - 3” – эффективный инструмент для исследования скважин” // Нефтяное хозяйство. – 2000. - №10. с.123-124

75 В.А.Ровінський. Діагностування підземного нафтового обладнання. - Матеріали міжнар. конф. “Сучасні методи і засоби неруйнівного контролю і технічної діагностики”. – Ялта, 2001.

76 www.skbpa.ru/products/TK-166_01.html

77 www.vibrocenter.ru/products/Tair-AK.html

78 www.vibrocenter.ru/products/Test-SK.html

79 www.oemz.omsk.ru/products.html

80 McCoy J.N., Podio A.L. Motor Power/Current Measurement for Improving Rod Pump Efficiencies. OK. 1997

81 McCoy, J. N., Collier, Forrest and A. L. Podio,: “Application of Real-Time Measurement of Motor Power to Determination of Beam Pump Efficiency,” Southwestern Petroleum Short Course, Texas Tech University, Lubbock, Texas, April 1995.

82 Halderson, M. H.: “Determining Actual Power Output and Derating Factor of Electric Motors that Drive Oil Well Pumping Units,; AIEE Transactions, January 1959, pp. 551-559.

83 Lea, J. F. and M.O. Durham: “Study of the Cyclical Performance of Beam Pump Motors,* SPE 18827 presented at the SPE Production Operations Symposium, Oklahoma City, OK, March 13-14, 1989.

84 Durham, M. O., Lockherd C. R. and J. F. Lea,: «Motor Design Slip Performance on Cyclic Loads» IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 26, No. 5, September/October, 1990.

85 Neely, A. B., K. E. Opal and H. A. Tripp: “Power Savings and Load Reductions on Sucker Rod Pumping Wells,” SPE 19715 paper presented at the 64th SPE Annual Technical Conference and Exhibition, San Antonio, TX October 8-11, 1989.

86 Gibbs, S. G.: "Utility of Motor-Speed Measurements in Pumping-Well Analysis and Control," SPE Production Engineering (August 1997, pp. 199-208).

87 Byrd, J. P. and W. L. Beasley: "Predicting Prime Mover Requirements, Power Costs, and Electrical Demand for Beam Pumping Units," Petroleum Society of CIM, paper No.374035 presented at 25th Annual Technical Meeting, Calgary, Alta. May 7-10, 1974.

88 Skinner, D. R.: "Efficient Use of Electric Power in Production Operations," SPE 11559 paper presented at the 1993 Production Operations Symposium, Oklahoma City, OK, February 27-March 1.

89 McCoy, J. N., A. L. Podio, Kay Capps, J. West and J. Jennings: "Simplified Computer-Aided Analysis of Electrical Current in Motors Used for Beam Pumping Systems," SPE 25447, Presented at the Production Operations Symposium, March 21-23, 1993, Oklahoma City, OK.

90 Ott, Russ et al.: "Reducing Electrical Consumption of Beam Pumping Units by Properly Counterbalancing Using PC Software, (Southwestern Petroleum Short Course, Texas Tech University, Lubbock Texas, April 1995.

91 Пат.95106555 России, МКИ G 05 В 23/02. Способ диагностики штанговых насосных установок: Пат.95106555 России, МКИ G 05 В 23/02. / Гольдштейн Е.И., Серебрякова И.В. – Заявл. 24.04.95, Оpubл. 27.01.97;

92 Пат.2001106786 России, МКИ G 05 В 23/02. Способ диагностики штанговых насосных установок (его варианты): Пат.2001106786 России, МКИ G 05 В 23/02. / Гольдштейн Е.И., Цапко И.В., Даниленко Т.Г. Заявл 21.02..2001, Оpubл. 20.01.2003;

93 Пат.2190126 России, МКИ F 04 В 51/00. Способ диагностики штанговых насосных установок с известным состоянием уравновешенности: Пат.2190126 России, МКИ F 04 В 51/00. / Гольдштейн Е.И., Цапко И.В., Иванов Д.В., Заявл 21.02.2001, Оpubл. 27.09.2002;

94 Вольдек А.И. Электрические машины. Учебник для студентов высш. техн. учебн.заведений. Изд. 2-е, перераб. и доп. Л., «Энергия», 1974

95 Асинхронные двигатели общего назначения/ Бойко Е.П., Гаинцев Ю.В., Ковалев Ю.М. и др.; Под ред. В.М. Петрова и А.Э. Кравчика. – М.: Энергия, 1980. – 488с.

96 Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. Машины переменного тока. – М. «Энергия», 1965

97 Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник для немашиностроит. специальностей вузов. –М.: “Высшая школа”, 1968, 464с.

98 Ровінський В.А., Заміховський Л.М. Способи одержання інформації при діагностиці зрівноваженості верстатів-качалок. Матеріали конференції “Сучасні прилади і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання” Івано-Франківськ 2002.

99 Євчук О.В., Ровінський В.А., Заміховський Л.М., Про методи експериментального визначення мас зрівноважуючих вантажів верстатів-качалок. Неруйнівний контроль та діагностика неоднорідних об'єктів: Збірник наукових праць. Львів. 2003.

100 Сборник задач по математике для вузов. Специальные курсы. – М.: Наука, 1984. – 608с.

101 Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика: Учеб. для вузов / Под ред. Г.Б. Иосилевича. – М.: Высш. шк., 1989. – 351с.

102 Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов./Ф.Я.Балицкий, М.А.Иванова и др. М.:Наука, 1984.- 119с.

103 Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: - Машиностроение, 1987. - 288 с.

104 Цветков Э.И. Основы теории статистических измерений. Л., 1979. – 288с.

105 Мирзаджанзаде А.Х., Степанова Г.С. Математическая теория эксперимента в добыче нефти и газа. М.: "Недра", 1977.– 228с.

106 Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи).–Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1983.–320с.

107 Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами. М.: "Мир", 1973. – 960с.

108 Галлямов И.И., Крылова Г.И., Козлов Р.И. Вибродиагностика погружных электрических двигателей в ходе приемосдаточных испытаний// Тез.докл.Всес.науч.-практич.конф. "Методы и средства виброакустической диагностики машин".– Ивано-Франковск, 1988.– С.121-122.

109 Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования / Под ред. И.М.Сендеева. Учеб.пособ.для вузов гражд.авиации.– М.: Транспорт, 1984.–190с.

110 Мозгалеvский А.В., Калявин В.П. Системы диагностирования судового оборудования: Учеб. пособие. - Л.: Судостроение, 1987. - 224 с.

111 Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. - М.: Машиностроение,1981. - Т.5. Измерения и испытания.- Под ред. М.Д.Генкина. - 1981.- 496 с.

112 АС СССР № 934238. Способ виброакустического диагностирования изделий / В.И.Жегас, К.М. Рагульскис и др. - Опубл. в Б. И., 1982, № 21.

113 Кибернетическая диагностика механических систем по виброакустическим признакам / Под ред. К.М.Рагульскиса. – Каунас:Каун.политех.ин-т, 1972.– 121с.

114 Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. М., 1960. – 368 с.

115 Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования.– Л.:Судостроение, 1980.- 196с.

116 Collacott Ralph A. Vibration monitoring and Diagnosis. Techniques for cost-effective Plant maintenance. London, New York, 1979.

117 Instruments and Control System, 1975, vol.48,№2, p.59-62.

118 Дэвид Г. Методы парных сравнений. М.: 1978.

119 5” Horseshoe Dynamometer Transducer (<http://www.echometer.com/>)

120 Пат. 3355938 США, МКИ Е21В 047/00. Load cell with jack / А.В. Neely, J.W. Montgomery. – Заявл. 29.07.65; Опубл. 5.12.67

121 Model 1923 Series Loadtrol (<http://www.interface.com>)

122 Оборудование и программное обеспечение для управления и контроля скважин. Каталог фирмы “Barker CAC” Printed in USA, 8800-5M-2193.,1996.

-
- 123 CAC Stainless Steel Polished Rod Load Cell
(<http://www.eproductionsolutions.com/Solutions/>)
- 124 CAC Clamp on Beam Load Transducer (Beam Sensor)
(<http://www.eproductionsolutions.com/Solutions/>)
- 125 Н. Николаев, В. Ивановский и др. Как поставить диагноз оборудованию. //Нефть России. – 1998. - № 10-11.
- 126 Динамограф встраиваемый Микон-802
(<http://www.mikon.ru/>)
- 127 Г.П. Налимов и др. Контроль параметров проблемных добывающих скважин уровнемером-динамографом «СУДОС-комплекс» // Нефтяное хозяйство. – 2000. - №8. – с.107-108.
- 128 Пат. 4090405 США, МКИ G01L 001/22. Polished rod load transducer / McKee F. E. - Заявл. 14.04.77; Оpubл. 23.05.78
- 129 Пат. 3965736 США, МКИ E21B 047/00. Clamp-on transducer for well unit / Welton B. S., Westerman G. W. - Заявл. 13.02.74; Оpubл. 29.06.76
- 130 Р.А.Макаров, А.Б.Ренский, Г.Х.Боркунский, М.И.Этингоф. Тензометрия в машиностроении :Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975
- 131 Локшин Л.И., Пугачевский В.З., Гординский Е.И. Диагностирование эксплуатации глубинных насосов скважин устройствами тензодинамографирования // Нефтяное хозяйство. – 1988. - №3. – с. 44-46
- 132 Leutert permanent dynamometer (<http://www.leutert.com/>)
- 133 Гейнрих Ришмюллер. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. - г.Терниц, Австрия: Шеллер-Блекман ГмБХ, 1988. - 150с.
- 134 Маликов Г.Ф., Шнейдерман А.Ф., Шулемович А.М. Расчет упругих тензометрических элементов. – М.: Машиностроение, 1964. – 192с.
- 135 Євчук О.В., Заміховський Л.М., Ровінський В.А. Спосіб побудови динамографічного давача для діагностування штангових глибинно-насосних установок // Матеріали 4-ї наук.-тех. конф. “Неруйнівний контроль та технічна діагностика”. – Київ, 2003. – С. 287-289.
- 136 Пат. 2145414 России, МКИ G 01 L 1/22. Тензорезисторный датчик силы: Свирский В.В., Мамлеев Р.Ф.; Заявл. 26.12.97; Оpubл. 10.02.2000. – 3с.

-
- 137 Improved, 8-Channel / Dual 4-Channel, CMOS Analog Multiplexers // Maxim Integrated Products, 1995 // www.maxim.com
- 138 Burr-Brown Integrated Circuits Data Book // Mixed Signal Products: Tucson, AZ.: Burr-Brown Corporation, 1996.
- 139 AD780 –2.5V/3.0V High Precision Reference // www.analog.com
- 140 8-bit Microcontroller with 4K/8K Bytes In-System Programmable Flash. AT90S4434, AT90LS4434, AT90S8535, AT90LS8535 // www.atmel.com
- 141 Касаткин А.С., Электротехника. Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1973, - 560 с.
- 142 Быков М.А., Грацианский И.Н., Кифер И.И. и др. Курс электрических измерений. Часть II. / Под ред. В.Т.Прыткова и А.В. Талицкого. – Л.: Госэнергоиздат, 1960, - 431с.
- 143 Мирский Г.Я. Электронные измерения: 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Радио и связь, 1986. – 440с.
- 144 Соклоф С. Аналоговые интегральные схемы: Пер. с англ. – М.: Мир. 1988. – 583с.
- 145 Шило В.Л. Линейные интегральные схемы в радиоэлектронной аппаратуре. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Сов. радио, 1979. – 368с.
- 146 Граф Р. Электронные схемы: 1300 примеров: пер. с англ. – М.: Мир, 1989, 688с.
- 147 Гусев В.Г., Гусев Ю.М. Электроника: Учеб. пособие для приборостроит. спец. вузов. – 2-е изд. – М.: Высш.шк. 1991. – 622с.
- 148 Energy Metering IC with On Chip Fault Detection ADE7751. //Analog devices // www.analog.com
- 149 Three Phase Energy Metering IC with Pulse Output ADE7752. //Analog devices // www.analog.com
- 150 Three Phase Multi Function Energy Metering IC with Serial Port ADE7754. //Analog devices // www.analog.com
- 151 MSP-430 DataBook. Application Examples. Electricity Meters. /Chapter 4. //Texas Instruments // www.ti.com
- 152 Исакович Р.Я. Технологические измерения и приборы. Изд.2-е. перераб. М.: Недра, 1979 – 344с.
- 153 Жерве Г.К., Промышленные испытания электрических машин.-Л.: «Энергия». 1968. - 575с

154 Заміховський Л.М., Зікратий С.В. Мікропроцесорна система діагностування електроустановок для видобутку нафти // В зб.: Методи і засоби технічної діагностики. – Івано-Франківськ, 1995

155 Ровінський В.А. Вимірювач потужності приводу верстатів-качалок./ Методи та прилади контролю якості. - №9. - Івано-Франківськ, 2002.

156 Ровінський В.А., Заміховський Л.М., Євчук О.В. Моделювання похибки цифрових ватметричних систем // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. –2003, №1. - с.83-86

157 Котов А.Н. Исследование показателей качества напряжения на нефтехимических и нефтеперерабатывающих предприятиях. // Средства измерений и автоматизации в нефтяной промышленности. – Уфа: Изд.Уфимс.нефт.ин-та, 1985. – 187 с.

158 Ровінський В.А., Особливості побудови вимірювачів потужності електричних двигунів для діагностики штангових глибинно-насосних установок. Міжвід. наук.техн. збірка: Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електриф. паливно-енерг.компл.- Івано-Франківськ, 2001. вип.37 (т.6).-С.209-215

159 AD780 –2.5V/3.0V High Precision Reference. //Analog Devices// www.analog.com

160 Burr-Brown Integrated Circuits Data Book // Linear Products: Tucson, AZ.: Burr-Brown Corporation, 1996

161 Burr-Brown Integrated Circuits Data Book // Mixed Signal Products: Tucson, AZ.: Burr-Brown Corporation, 1996

162 8-bit Microcontroller with 4K/8K Bytes In-System Programmable Flash. AT90S4434, AT90LS4434,AT90S8535, AT90LS8535. // www.atmel.com

163 Evaluation Board Documentation AD7751/AD7755 Energy Metering IC// www.analog.com

164 Хоровиц П., Хилл У. Искусство схемотехники: в 2 т. – М.: Мир, 1984

165 Баскаков С.И. Радиотехнические цепи и сигналы: Учеб. для вузов по спец. «Радиотехника». – М: Высш. шк., 1988 –448с.

-
- 166 Полупроводниковые приемно-усилительные устройства: Справ. радиолюбителя / Р.М. Терещук, К.М. Терещук, С.А.Седов. – 4-е издание – К.: Наук.думка, 1989 – 800с.
- 167 Петровский И.И., Прибыльский А.В., Троян А.А., Чувелев В.С. Логические ИС КР1533, КР1554. Справочник. В двух частях. – М.: Бином. 1993. 496с.
- 168 Шило В.Л. Популярныe цифровыe микросхемы: Справочник. – М.: радио и связь, 1987. – 352 с.
- 169 Техніка програмування мовою Сі: Навчальний посібник/ В.С. Проценко, П.Й. Чаленко, А.Б. Ставровський. К.: Либідь, 1993. – 224с.
- 170 Трой Д. Программирование на языке Си для персонального компьютера IBM PC: Пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1991. – 432с.
- 171 Н.С. Бахвалов. Численные методы. – М.: Наука, 1975. – 632с.
- 172 Балакиров Ю.А. Оптимальное управление процессами нефтедобычи. – К.:Техніка, 1987.
- 173 McCoy J.N., Podio A.L., Becker D. Pressure Transient Digital Data Acquisition and Analysis From Acoustic Echometric Surveys in Pumping Wells. – SPE 23980 presented at the Permian Basin Oil and Gas Recovery Conference held in Midland, Texas, March 1992
- 174 Giangiacomo L. A., Hill D.R.. Optimizing Pumping Well Efficiency With Smart Fluid-Level Controller Technology. – SPE 52210 presented at the SPE Mid-Continent Operations Symposium held in Oklahoma City, Oklahoma, March 1999
- 175 Устройство для измерения уровня жидкости в скважине. А.с. 1624139 СССР/ Захаревич С.П, Комаров В.И. , Войтеховский В.В., Жуков С.Н. Оpubл. 30.01.91, Бюл. №4.; Устройство для определения уровня жидкости: А.с. 1627685 СССР/ Назаров А.Ф, Расулов Д.Х., Грыжов В.К. – Оpubл. 15.02.91, Бюл. №6.
- 176 Петров А.И. Методы и техника измерений при промысловых исследованиях скважин. М.: Недра, 1972. – 272 с.
- 177 Downhole liquid detecting apparatus: Пат. 2233765 Великобританиі/ Belshaw R.J., Dobson A.R., Belshaw D.J.. - Оpubл. 16.01.91; Fluid level monitoring and control system: Пат. 5035581 США/ McGuire D.G. et al. – Оpubл. 17.11.89.

178 Level sensor: Пат. 4747451 США/ Adams H.P, Hill D.R., Richey L.M., Maitland A.B., Banfoa W.E., Taylor D.C. – Оpubл. 31.05.88.

179 Method and apparatus for determining fluid level in oil wells: Пат. 5868029 США/ Paine A. – Оpubл. 9.02.1999.

180 McCoy J.N., Becker D., Podio A.L., Drake B. Improved analysis of acoustic liquid level measurements using a dual channel analog/digital strip chart recorder. (<http://www.echometer.com>)

181 Сныткин В.В. Техника замеров уровней в скважинах эхолотом. – М.-Л., 1951. – 92 с.

182 McCoy J.N. Acoustic velocity for natural gas. (<http://www.echometer.com/>)

183 Фархуллин Р.Г и др. Скорость звука в газе межтрубного пространства механизированных скважин. // Нефтяное хозяйство. – 2000. - №7.

184 Эхолот Микон-801 (<http://www.mikon.ru/>)

185 Устройство для контроля технического состояния штанговых глубинных насосов: Пат. 2097553 Россия/ Федотов В.И, Федотов А.В., Ковалев Р.В. Оpubл. 27.11.97, бюл. №33.

186 Уровнемер Ventawave (<http://www.nabla.co.jp/>)

187 The Model M Acoustic Liquid Level Instrument (<http://www.echometer.com/>)

188 DXT-01 Acoustical Well Sounder (http://www.lufkinautomation.com/well_analysis/1301.htm)

189 Гаус П.О., Лавров В.В., Налимов Г.П., Семенчук В.Е. Определение скорости звука в газовой среде скважин диагностическим комплексом «Сиамастер 2С». // Нефтяное хозяйство. – 2001. - №10.

190 McCoy J.N., Becker D., Podio A.L., Drake B. Improved analysis of acoustic liquid level measurements using a dual channel analog/digital strip chart recorder. (<http://www.echometer.com>)

191 Якушкин П.Л., Налимов Г.П., Белай И.Н. Уровнемер «Судос-автомат». // Нефтяное хозяйство. – 2001. - №5.

192 Якушкин П.Л., Налимов Г.П., Гаус П.О. Уровнемер четвертого поколения «Судос-мини-2». // Нефтяное хозяйство. – 2001. - №11.

193 Majek A. Pump-off control as a mature technology (http://www.ter-usa.com/HTML_PRODUCTS/mag-poc.htm)

194 Зайцев Ю.В., Балакиров Ю.А. Технология и техника эксплуатации нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1986. – 302 с.

195 Динамограф-эхолот. Переносной прибор для оперативной диагностики нефтепромыслового оборудования (ДН-9) (<http://www.intekufa.ru/>)

196 Комплекс эхолот/динамограф Микон-101-00 (<http://www.mikon.ru/>)

197 Устройство диагностики скважин «УДС-25ДЭ» (динамограф+эхолот) (<http://v-1336.ru/>)

198 Євчук О.В., Замиховський Л.М. Контроль рівня рідини в нафтовидобувних свердловинах за динамограмою // Методи та прилади контролю якості. – 2002. - №9. – С.55-56.

199 Н. Николаев, В. Ивановский и др. Как поставить диагноз оборудованию. // Нефть России. – 1998. - № 10-11.

200 Theta Enterprises announces X-SPOC (<http://www.theta-ent.com/xdiag/>)

201 McCoy J.N., Podio A.L., Becker D. Timer control of beam pump run time reduces operating expense. – Presented at the 46th Annual Southwestern Petroleum Short Course in Lubbock, Texas, April 1999

202 Автоматизация периодически работающих скважин. – М.: Недра, 1970.

203 Lufkin Automation System-60 RPC (<http://www.lufkinautomation.com/>)

204 Пат. 3951209 США, МКИ E21B 047/00. Method for determining the pump-off of a well / S.G. Gibbs. – Заявл. 9.06.75; Оpubл. 20.04.76.

205 Пат. 5224834 США, МКИ F04B 049/06; F04B 049/02. Pump-off control by integrating a portion of the area of a dynagraph /Westerman G. W.; Montgomery R. C – Заявл. 24.12.91; Оpubл. 6.07.93

206 Пат. 4873635 США, МКИ F04B 049/00. Pump off control /Mills M. D. – Заявл. 20.11.86; Оpubл. 10.10.89

207 Пат. 5362206 США, МКИ F04B 049/02. Pump control responsive to voltage-current phase angle /Westerman; G. W., Montgomery R. C., Pippin G. W. – Заявл. 21.07.93; Оpubл. 8.11.94

208 Lea J.F., Winkler H.W., Nickens H.V. What's new in artificial lift. – World Oil, March 1998 Vol.219 No.3

209 Пат. 5829530 США, МКИ E21B 043/00; E21B 047/04. Pump off control using fluid levels / Nolen K. B. – Заявл. 27.10.97; Опубл. 3.11.98

210 Євчук О.В. Сучасний стан методів і засобів контролю вимірювання рівня рідини в свердловинах, обладнаних ШГНУ. - Міжвід. наук.-техн. збірка: Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби діагностування. - Івано-Франківськ, 2000. вип.37 (т.8). – С.218-225.

211 Євчук О.В., Заміховський Л.М. Дослідження можливості оцінки рівня рідини в свердловині за характеристиками коливних процесів ШГНУ // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2003. - №2(6). – С.25-29.

212 Светлицкий В.А., Стасенко Н.В. Сборник задач по теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1973. – 456с.

213 Бандура В.В., Євчук О.В., Заміховський Л.М., Шумада В.М. Використання математичного апарату кореляційних функцій для оцінки технічного стану ГНШУ// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Техн. кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу.– Івано-Франківськ, – 1999.– вип.36 (том 6).- С.184-194.