

УДК 622.276.53:621.671(047)

В. Б. КОПЕЙ¹, Б. В. КОПЕЙ¹, О. В. ЄВЧУК¹, О. І. СТЕФАНІШИН²,
І. І. ШОСТАКІВСЬКИЙ¹

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

²Центральна база виробничого обслуговування ВАТ «Укрнафта», Україна

ВПЛИВ ПУСКОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ВІБРАЦІЙНИЙ СТАН РЕДУКТОРА ВЕРСТАТА – ГОЙДАЛКИ

Насосний спосіб видобування нафти найбільш поширений. Верстати-гойдалки за своєю конструкцією повинні задовольняти ряд певних вимог, спрямованих на забезпечення їх надійності в роботі і безпеки виконання операцій, пов'язаних з обслуговуванням і ремонтом. Значення амплітуди вібраційного сигналу в момент пуску та в процесі експлуатації при одних і тих самих технічних характеристиках верстата-гойдалки є практично однаковим.

Ключові слова: верстат-качалка, зубчаста передача, редуктор, зношування, зносостійкість, вібрація

Актуальність проблеми. Деталі редукторів ШСНУ, зокрема їх зубчасті передачі, працюють в умовах тертя ковзання, кочення та контактної втоми. Під час експлуатації редукторів із значним циклічним навантаженням, в процесі значних контактних напружень, виникають корінні зміни поверхневого шару матеріалу спряжених поверхонь. Ці зміни визначають особливості процесу зношування зубів та величину сили тертя. Тому важливо проаналізувати чинники впливу на процес зношування робочих поверхонь зубів та методи і засоби контролю їх технічного стану.

Виділення невирішених частин проблеми. На даний час редуктори ШСНУ практично не досліджувалися. Не вивчені пускові характеристики редуктора на його вібраційний стан.

Постановка задачі досліджень. Редуктори ШСНУ мають дві особливості: працюють в умовах циклічних навантажень та приводяться в рух після тривалої їх зупинки. Особливо необхідно визначити вплив цих факторів на вібраційні характеристики редукторів і на небезпеку їх зношування.

Основний матеріал дослідження. На нафтових промислах України в експлуатації є штангові насосні установки різних типорозмірів і конструкцій. В даний час СК випускаються по ГОСТ 5866 - 76. У механічному та кінематичному відношенні вони є досить досконали (рис. 1). На відміну від попередніх СК нові конструкції мають не відкидну головку балансира, а поворотну, що полегшує роботу бригади підземного ремонту та скорочує можливість травматизму. Крім того, передбачається плавне, механізоване переміщення кривошипних противаг і ряд інших змін. ГОСТ 5866–76 передбачає широкий асортимент СК.

Нові СК мають тільки роторне зрівноваження, двоступеневі редуктори з шевронними зубчастими колесами із зачепленням Новікова (крім СК2 і СК3, для яких допускається евольвентне зачеплення).

Тихохідний вал редуктора має два шпоночних паза, розташованих під кутом 90°. Це дозволяє переставляти кривошип на 90 ° і перерозподіляти зону зносу зубів редуктора на менш зношені ділянки. Такий підхід збільшує терміни експлуатації редуктора.

Нові СК виготовляються в більш жорстких технічних вимогах до балансування деталей, точності їх виготовлення і центрування площин балансира, кривошипів і вертикальності руху канатної підвіски.

Довший час промисловістю виготовлялися верстати-гойдалки типорозмірів СК. В даний час по ОСТ 26-16-08-87 випускаються шість типорозмірів верстатів-гойдалок типу СКД, основні характеристики наведені в таблиці.



Рис. 1. Штангова свердловинна насосна установка

Таблиця

Основні технічні характеристики верстатів-гойдалок типу СКД

Верстат- гойдалка	Число ходів балансира, хв.	Маса, кг	Редуктор
СКД3 — 1.5-710	5 , 15	3270	Ц2НШ — 315
СКД4 — 21-1400	5 , 15	6230	Ц2НШ — 355
СКД6 — 25-2800	5 , 14	7620	Ц2НШ — 450
СКД8 — 3.0-4000	5 , 14	11600	Ц2НШ — 700Б
СКД10 — 3.5-5600	5 , 12	12170	Ц2НШ — 560
СКД12 — 3.0-5600	5 , 12	12065	Ц2НШ — 560

Циліндричні редуктори, які входять до їх складу, завдяки широкому діапазону потужностей, які вони можуть передавати, довговічності, простоті виготовлення та обслуговування мають широке розповсюдження в машинобудуванні.

Для покращення умов роботи зубчастих коліс використовують редуктори з роздвоєним швидкохідним колесом типу Ц2Ш.

Зубчасті передачі будь-яких механізмів повинні виконувати задані функції при збереженні своїх експлуатаційних показників – надійності, особливо високої імовірності безвідмовної роботи та значного середнього наробітку до відмови, довговічності роботи, особливо, при різних режимах навантаження, ремонтпридатності тощо. При цьому, основою забезпечення цих експлуатаційних показників є правильно вибрані: схема конструювання передачі, матеріал зубчастих коліс, конструктивні чинники зубчастих коліс, геометрія зачеплення, технологія виготовлення та умови роботи зубчастої передачі в процесі експлуатації.

Проаналізувавши питання забезпечення міцності та зносостійкості зубчастих передач редукторів ШСНУ технологічними методами з урахуванням дії внутрішніх та зовнішніх динамічних навантажень, визначено, що основними видами руйнування зубчастих передач в процесі експлуатації є: втомна поломка зубців, втомне викришування та зношування їх робочих поверхонь, задир та заїдання зубців, поломка від перевантаження крайові сколи тощо. Таким чином, домінуючими видами руйнування зубчастих передач є втомне руйнування, зношування та поломка зубців від перевантаження. Специфічним видом зношування, яке присутнє виключно в редукторах ШСНУ, є зношування в період пуску під навантаженням (рис. 2), яке виявляється в контакті поверхонь зубів в умовах відсутності масляної плівки в момент пуску під навантаженням. При надлишковому навантаженні в момент пуску на зубах разом із зношуванням може виникнути заїдання.

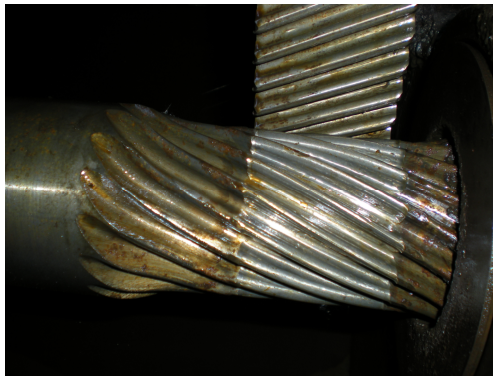


Рис. 2. Зношування в період пуску під навантаженням

Значний вплив на ці види руйнування зубчастих передач у процесі експлуатації мають динамічні навантаження. Вони виникають при роботі і поділяються на внутрішні та зовнішні. Джерелом виникнення внутрішніх динамічних навантажень є зубчасті колеса, передачі яких працюють в умовах навантаження при виконанні корисної роботи. Основний вплив на ці динамічні навантаження мають похибки точності їх виготовлення, згідно з ГОСТ 1643-81, та їхня колова швидкість.

На міцність і зношування зубчастих передач у процесі експлуатації великий вплив має закон розподілу діючих навантажень за часом. Можна вважати, що режими навантаження та зовнішні динамічні навантаження впливають на міцність зубчастої передачі та на значення границі витривалості зубців коліс.

Пуски і зупинки зумовлюють підвищення контактної витривалості зубчастих коліс. Це пояснюється відсутністю в зачепленні в даний момент гідродинамічної мастильної плівки, що приводить до часткового наклепу робочих поверхонь зубців коліс.

При збільшенні колової швидкості від 0,3 до 21 м/с, навантажувальна здатність зубчастих коліс щодо заїдання зменшується в два рази. Але збільшення колової швидкості до певних значень, при яких ще не виникає критична температура, зменшує чутливість до заїдання. При наступному збільшенні колової швидкості зростає швидкість ковзання зубців, зменшується товщина мастильної плівки, що може призвести до заїдання зубців.

На границю міцності і границю витривалості матеріалу зубчастих коліс впливає їх робоча температура. Аналогічний вплив на руйнування і зношування

зубчастих коліс має температура навколишнього середовища. Крім того, на інтенсивність зношування зубчастої передачі впливають зовнішні динамічні навантаження, які при перехідних процесах призводять до удару зубців коліс. В свою чергу зростання коефіцієнта тертя в період удару призводить до збільшення інтенсивності зношування, що пришвидшує зношування зубців коліс. Цей фактор не враховується у сучасних методах розрахунку зношування бокових робочих поверхонь зубців у процесі експлуатації, що зумовлює неточність визначення дійсного часу роботи зубчастої передачі. На втомну міцність зубчастого колеса певний вплив має середовище, в якому воно працює. Всі ці руйнування можуть бути розміщені рівномірно по поверхні зубчастого колеса, збігатися на окремих поверхнях або на дуже малих її ділянках. Великий вплив на зношування зубців має середовище, яке містить абразивні частки, які співрозмірні з товщиною мастильного шару між зубцями. Внаслідок абразивного зношування поверхневих шарів матеріалу зубців змінюється їх точність і міцність.

Значні напруження розтягу, стиску, згину, кручення виникають в поверхневому шарі матеріалу спряжених деталей, в чистому вигляді чи в окремих комбінаціях внаслідок дії змінних за величиною контактних навантажень. Так як найбільша концентрація напружень спостерігається у верхніх шарах металу, контактна міцність деталей залежить від стану і механічних властивостей цих шарів.

Досліджено рівень вібрацій редуктора під час експлуатації та в момент пуску під навантаженням на лабораторній установці, що являє собою верстат-гойдалку СКН-3 із редуктором типу РН-650 та електродвигуном потужністю 1,5 кВт з номінальною швидкістю обертання 12,7 об/хв. Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вихідного валу за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук. Загальний час запису склав біля 100 с, що відповідає приблизно 21 повному циклу качань СШНУ.

Обробка сигналів здійснювалася в середовищі Mathcad. В процесі обробки сигнал було розбито на фрагменти, що відповідають окремим циклам качання. Таке розбиття є доцільним, оскільки на протязі періоду качання вібраційний сигнал є нестаціонарним [1], причому ця нестаціонарність зумовлена особливостями процесів в підземній частині СШНУ і не має відношення до процесів у редукторі, тому її вплив на досліджуваний тренд слід мінімізувати. Для кожного циклу качання було побудовано амплітудні спектри вібрації (рис. 3), а також обчислено середньоквадратичне та пікове значення амплітуди вібрації (рис. 4).

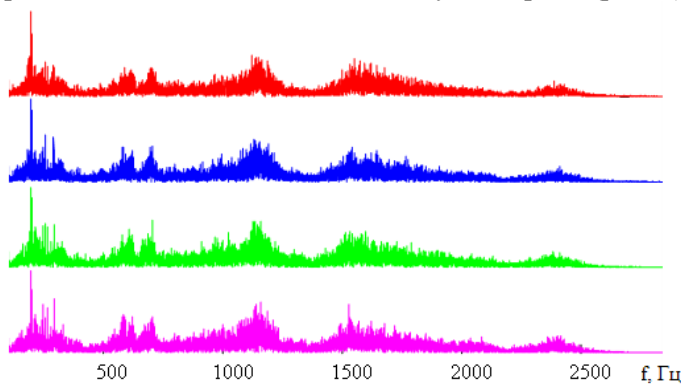


Рис. 3. Спектри вібрації редуктора СШНУ для 1-го, 2-го, 10-го та 21-го циклів качання (зверху вниз)

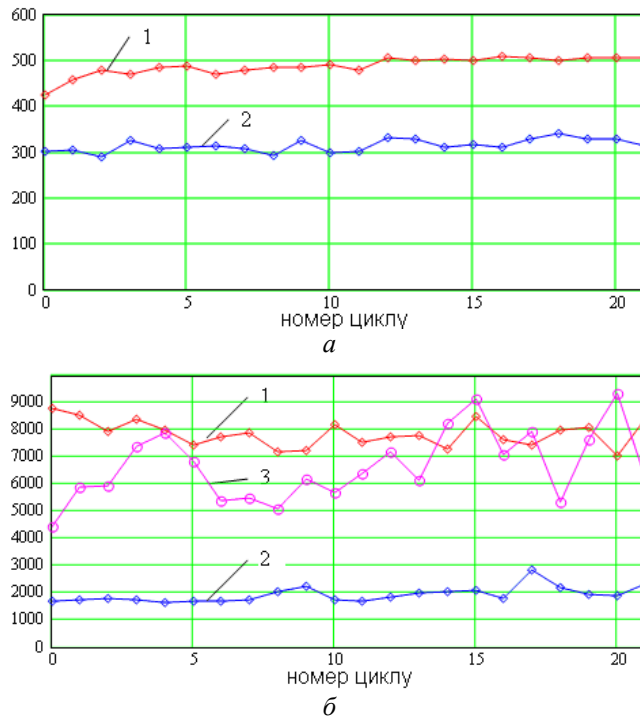


Рис. 4. Середньоквадратичні (а) та пікові (б) значення вібрації редуктора СШНУ на протязі 21 циклу качання: 1 – для спектру в діапазоні 0...3кГц; 2 – для спектру в діапазоні 0...150Гц; 3 – для часової форми представлення

Визначення пікового значення було здійснено як для часової, так і для частотної форми представлення вібраційного сигналу. Середньоквадратичні значення амплітуди вібрації для часової та частотної форми представлення є однаковими, як випливає із теореми Парсеваля [7].

Оскільки більша частина інформативних складових спектру розміщена в низькочастотному діапазоні, було також визначено середньоквадратичні та пікові значення амплітуди вібрації в діапазоні 0...150 Гц (діапазон вибрано таким чином, щоб у нього потрапляли перша та друга гармоніки всіх частот зубозачеплення редуктора).

Дослідження показали, що спектральні характеристики вібрації редуктора СШНУ є практично однаковими як в момент пуску (перший цикл качання), так і в процесі експлуатації (в даному випадку на протязі наступних 20 циклів качання). З рис. 4, а видно, що середньоквадратичне значення амплітуди вібрації в діапазоні 0...3000Гц для перших циклів качання є дещо нижчим, ніж для наступних, однак дана різниця є невеликою. Для інформативного низькочастотного діапазону середньоквадратичне значення амплітуди вібрації несуттєво змінюється в процесі експлуатації, не виявляючи суттєвого збільшення чи зменшення у момент пуску. Для пікових значень амплітуди спектру вібрації в діапазоні 0...3кГц в першому-другому циклі качання спостерігається незначне підвищення, однак при аналізі інформативного низькочастотного діапазону момент пуску також не має суттєвих відмінностей від процесу експлуатації. Пікові значення миттєвої амплітуди вібрації, визначені із часової форми представлення вібраційного сигналу, мають дещо більший розкид, однак також не виявляють характерного збільшення або зменшення в процесі пуску та експлуатації.

Особливістю роботи редукторів ШСНУ є пуск під навантаженням після тривалої зупинки, тому є характерним спрацювання поверхні зубів зубчастої передачі протягом перших кількох обертів валу редуктора як результат недостатнього змащування їх поверхні внаслідок стікання мастила під час тривалої зупинки. Проте отримані результати не дозволяють чітко виділити достовірне збільшення амплітуди вібраційного сигналу, що супроводжує даний процес.

Висновки:

1 Основою забезпечення міцності та зносостійкості зубчастих передач ШСНУ з урахуванням дії динамічних навантажень є раціональна схема її конструювання, обґрунтований вибір матеріалу зубчастих коліс, розрахунок і вибір конструктивно-геометричних чинників зубчастої передачі, застосування необхідних мастил.

2 Існуючі методи розрахунку зношування зубців передачі не враховують впливу зовнішніх динамічних навантажень, що призводить до неточності визначення дійсного терміну роботи зубчастої передачі.

3 Значення амплітуди вібраційного сигналу в момент пуску та в процесі експлуатації при одних і тих самих технічних характеристиках верстата-гойдалки є практично однаковим.

Список літератури

1. Заміховський Л.М. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок. // Заміховський Л.М., Ровінський В.А., Євчук О.В.// – Івано-Франківськ, 2006.–307 с.
2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении / В.А.Гавриленко. – М.: Машгиз, 1962. – 531с.
3. ГОСТ ИСО 10816. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях.
4. ГОСТ ИСО 7919/3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машины и комплексы.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах/ Ред.совет: В.Н.Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1981 – т.5 Измерения и испытания. Под ред.М.Д.Генкина. – 496 с.
6. Kiefer J. Optimum experimental designs. Actes du Congres International des Mathematicians. T.3 // –Nice, France. –1980, p.346.
7. Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных/ Дж.Бендат, А.Пирсол. – М.: Мир, 1989.– 420с.

Стаття надійшла до редакції 12.01.2014

*В. Б. КОПЕЙ, Б. В. КОПЕЙ, О. В. ЕВЧУК, О. И. СТЕФАНИШИН,
И. И. ШОСТАКОВСКИЙ*

ВЛИЯНИЕ ПУСКОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕДУКТОРА СТАНКА – КАЧАЛКИ

Насосный способ добычи наиболее распространен. Станки-качалки по своей конструкции должны удовлетворять ряд определенных требований, направленных на обеспечение их надежности в работе и безопасности выполнения операций, связанных с обслуживанием и ремонтом. Значение амплитуды вибрационного сигнала в момент пуска и в процессе эксплуатации при одних и тех же технических характеристиках станка-качалки является практически одинаковым.

Ключевые слова: станок-качалка, зубчатая передача, редуктор, износ, износостойкость, вибрация.

*V. B.KOPEY, B. V.KOPEY, O. V.YEVCHUK, O. I. STEFANISHIN,
I. I SHOSTAKIVSKIY*

INFLUENCE OF STARTING CHARACTERISTICS ON VIBRATION CONDITIONS OF BEAM PUMPING UNIT'S REDUCTION GEAR

Oil production method by sucker rods pumping is the most common. Pumping unit for its design must satisfy a number of specific requirements to ensure their reliability in operation and safety of operations associated with maintenance and repair. The value of the amplitude of the vibration signal at the time of start-up and during operation under the same specifications of pumping unit is virtually identical.

Key words: pumping unit, gear train, reduction gear, wear, vibration.

Копей Володимир Богданович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології нафтогазового машинобудування.

Копей Богдан Володимирович – доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри морських нафтогазових технологій.

Євчук Ольга Василівна – аспірант комп'ютерних технологій в системах управління та автоматизації.

Стефанишин Оксана Іванівна – канд. техн. наук.

Шостаківський Ігор Іванович – асистент кафедри нафтогазового обладнання.