

проведення та оформлення результатів [Електронний ресурс]. — Режим доступу: \www/URL: http://normativ.ucoz.org/

ОСОБЕННОСТИ МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИРТУАЛЬНЫХ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

Представлен анализ состояния метрологического обеспечения виртуальных средств измерения. Установлено, что на сегодня виртуальные измерения не поддерживаются нормативно-методической базой в полной мере. Показана необходимость учета особенностей метрологического обеспечения виртуальных средств измерений в действующей нормативной документации и гармонизации ее с международными нормативными документами.

Ключевые слова: виртуальное средство измерений, метрологическое обеспечение, универсальный компьютер, технические средства, программные средства.

Павлов Евгений Александрович, кафедра інформаційно-вимірювальних систем, Інститут інформаційно-діагностичних систем, Національний авіаційний університет, Київ, Україна, e-mail: apbahob@gmail.com.

Павлов Евгений Александрович, кафедра інформаційно-вимірювальних систем, Інститут інформаційно-діагностичних систем, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

Pavlov Yevgen, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, e-mail: apbahob@gmail.com

УДК 006.91:681.122

Бас О. А.

КОНСТРУКТИВНІ ТА МЕТРОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ГАЗОВИМІРЮВАЛЬНИХ УСТАНОВОК ПОРШНЕВОГО ТИПУ

В статті описана розробка та комбінування вузла приводу первинного еталона, який представляє собою синтез швидко-силових редукційних зубчатих передач. Розраховані орієнтовані значення передавальних відношень передач редукторів на основі значень об'ємної витрати газу в діапазоні від 4 м³/год до 200 м³/год. Розглянуто метрологічний аспект використання зубчатих передач в плані комплексного кінематичного показника точності.

Ключові слова: зубчата передача, точність, кінематична схема.

1. Вступ та постановка задачі

Метрологічне забезпечення обліку природного газу в Україні зводиться до періодичного контролю метрологічних характеристик лічильників газу на установках з робочим середовищем — повітря. Це зроблено з метою дотримання вимог безпеки та економічності. На даний час в Україні немає вимог щодо проведення обов'язкової перевірки лічильників газу при надлишковому тиску, за якого вони будуть в подальшому експлуатуватися. В окремих нормативах [1, 2] приводяться рекомендації щодо калібрування лічильників газу при тиску, вищому за 0,4 МПа, за умови використання такого значення тиску в місці встановлення лічильників. В певній мірі це пов'язано з відсутністю повірочних та калібрувальних установок, що працюють при високому надлишковому тиску. При оснащенні повірочних лабораторій установками такого типу виникає питання передачі одиниць об'єму та об'ємної витрати лічильникам газу при високому тиску. Для вирішення цієї задачі ДП «Івано-Франківськ-стандартметрологія» займається створенням первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу при тиску 1,6 МПа, технічна реалізація якого знаходиться на завершальній стадії. Основні конструктивні відмінності та детальний опис окремих вузлів розробленого первинного еталона опубліковані в [3].

Мета даної статті — розробка та опис конструкції вузла комплексної системи, яка повинна забезпечувати відтворення похідної одиниці об'єму газу по часу — одиницю об'ємної витрати газу в діапазоні від 4 м³/год

до 200 м³/год при тиску 1,6 МПа, тобто забезпечити стабільність руху поршнів за одиницю часу при різних номінальних значеннях швидкостей. Технічною реалізацією цього вузла буде швидко-силовий привід первинного еталона.

2. Аналіз типів приводу

В загальному можна виділити три основні типи приводу: гідравлічний, пневматичний та електричний [4]. З попереднього аналізу визначено неможливість використання пневматичного приводу через низьку точність переміщення і плавність ходу, складність забезпечення заданого закону руху вихідної ланки пневмоприводу, нагрівання і охолодження робочого газу за законами термодинаміки в процесі стискування в компресорах і розширення в пневмоциліндрах [5]. Що ж стосується гідроприводу, зважаючи на діапазон необхідної швидкості руху поршнів системи, при попередніх розрахунках виявилась необхідність застосування трьох паралельно працюючих синхронізованих гідравлічних моторів, що ускладнило систему керування та автоматизації роботи установки в цілому. Найбільш прийнятливим комплексним рішенням — застосування електричного двигуна для вузла приводу установки. Априорі доцільно зазначити, що вузол приводу еталона буде базуватись на комбінованому частотно-регульованому електрично-механічному приводі із використанням багатоступінчатих зубчатих редукційних передач.

Застосування механічної передачі необхідне для зменшення частоти обертів електродвигуна та для можливості

узгодження і регулювання значення оптимальної швидкості руху поршневих розділювачів, тобто для забезпечення діапазону об'ємної витрати газу. З можливого застосування механічних передач відразу зупинимось на передачах, що працюють зачепленням, тобто без проковзування, зокрема зубчаті передачі [6].

3. Вибір зубчатих передач

Поряд з перевагами зубчатих передач, основною вимогою, яка ставиться до них — це забезпечення точності кутів повороту за повний оберт колеса шестерні. Для використання зубчатої передачі в схемі приводу еталона необхідно використання редуктора із змінним передавальним відношенням, тобто можливістю багатоступінчатого зменшення швидкості електродвигуна. Разом з тим, конструктивно вихідний вал електродвигуна розташований перпендикулярно до руху поршнів і вони знаходяться в різних паралельних площинах. Вирішення поставлених задач вимагає застосування зубчатих редукторів двох різних типів.

Враховуючи метрологічний аспект при виборі зубчатих редукторів, необхідно проаналізувати критерії точності, за якими здійснюється вибір зубчатих передач. Норми точності на зубчасті колеса і передачі представляють собою набір вимог до точності геометричних і кінематичних параметрів зубчастих коліс і передач для оцінки цієї точності щодо певної експлуатаційної ознаки. Називаються ці норми [7]: 1) норми кінематичної точності; 2) норми плавності роботи; 3) норми повноти контакту зубців.

Кожен із зазначених показників нормується ступенем точності (квалітетом), які в загальному поділяються від 1 до 12 (квалітет від 1 до 3 застосовують для еталонних коліс), сама низька ступінь точності — 12 [8]. Для кожної ступені точності встановлюються максимально допустимі значення кінематичної точності, плавності роботи коліс та контакту зубців.

Комплексним показником норми кінематичної точності є кінематична похибка, під якої розуміють різницю між дійсним і номінальним (розрахунковим) кутами повороту ведомого зубчатого колеса передачі. Цю похибку чисельно виражають в лінійних одиницях:

$$F_{i1} = (\phi_d - \phi_r) \cdot r, \tag{1}$$

де ϕ_d , ϕ_r — дійсний та розрахунковий кут повороту зубчатого колеса радіусом r ; розрахунковий кут ϕ_r визначається з урахуванням передавального відношення і складає $\phi_r = \phi_1 \cdot z_1 / z_2$, де ϕ_1 — дійсний кут повороту ведучого зубчатого колеса, z_1 , z_2 — кількість зубців в колесах.

Допуск на найбільшу кінематичну похибку зубчатої передачі рівний сумі максимальних допусків на кінематичну похибку застосованих зубчастих коліс. Таким чином, якщо зубчата передача складається з двох коліс з кінематичними похибками F_{i1} і F_{i2} , то максимальна кінематич-

на точність передачі буде визначатись, як алгебраїчна сума цих похибок і рівна $F_{i0} = F_{i1} + F_{i2}$.

Вибір зубчатої передачі здійснюється за принципом комбінування норм точності, в залежності від задачі, яка покладається на передачу. З переліченого можна зробити висновок, що для вузла системи приводу еталона необхідно використати два типи редукторів: швидкісний та силовий. Швидкісний редуктор може бути з циліндричною передачею із змінним передавальним відношенням для пониження частоти обертання електродвигуна, основним критерієм при виборі якого буде норма плавності. Оптимальним вибором є максимально можливий квалітет плавності руху 4 із збільшенням квалітету до 6 на інші норми, тобто 6-4-6. Як аналог редуктора такого типу доцільно застосувати редуктор автомобільної трансмісії моделі 084 5F AKW.

Силовий редуктор може бути з конічною передачею і його вибір зводиться до забезпечення основної умови — повноти контакту зубців передачі. Обираємо 4 квалітет для норми повноти контакту зубців в комплексі з 5 квалітетом плавності і 6 квалітетом кінематичної точності (6-5-4).

Застосування редуктора із зубчатою циліндричною передачею із змінним ступінчастим передавальним відношенням є комплексним рішенням, при якому вирішується одночасно три задачі: редукція частоти обертання електродвигуна, забезпечення змінного передавального відношення, тобто діапазону швидкості руху поршнів і реверсування потоку газу від зберігаючих до вимірювальних циліндрів, тобто байпасний режим роботи установки. Згідно попередніх розрахунків на основі вхідних даних у вигляді набору значень об'ємної витрати газу, на яких здійснюється калібрування (атестація) лічильників газу (Q_{min} , $0,2Q_{max}$, $0,5Q_{max}$, $0,7Q_{max}$, Q_{max}), було розраховано орієнтовані значення передавальних відношень зубчатих передач редукторів.

Схема редуктора моделі 084 5F AKW наведена на рис. 1, а, на якому представлена схема передавальних відношень та внутрішній вигляд (рис. 1, б). При виборі силового редуктора з конічною передачею основна увага звернена на існуючі редуктори з гіпоїдним зачепленням. Особливість гіпоїдного зачеплення полягає в тому, що осі ведучої (1) і веденої (2) шестерень не перетинаються, оскільки вісь ведучої (1) шестерні знаходиться нижче від осі веденої (2) (рис. 2, а). Перевага гіпоїдної передачі порівняно із звичайною конічною полягає в більш плавному зачепленні і безшумній роботі шестерень.

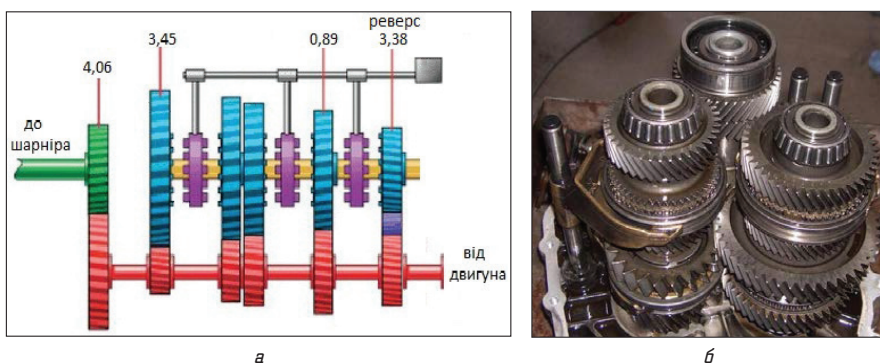


Рис. 1. Схема передавальних відношень редуктора із зубчатыми циліндричними передачами та з реверсною передачею (а); внутрішній вигляд редуктора 084 5F AKW (б)

Для технічної реалізації обрано редуктор із зубчатою кінцевою передачею з гіпоїдним зачепленням шестерень з евольвентним профілем спіральних зубців, передавальне відношення редуктора на основі попередніх розрахунків швидкісного редуктора складає приблизно 4. Найбільш близьким за технічною характеристикою є редуктор з передавальним відношенням 4,1, який використовується як тяговий в системі заднього приводу автомобіля, в якого кількість зубців ведучої шестерні — 9, веденої — 37. Внутрішній вигляд редуктора наведений на рис. 2, б.

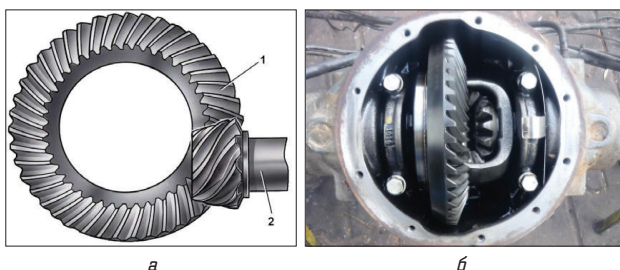


Рис. 2. Схема кінцевої передачі з гіпоїдним зачепленням (а) та внутрішній вигляд кінцевого редуктора з гіпоїдним зачепленням (б)

Наступним етапом буде комбінування обраних швидкісних та силових агрегатів та розробка загальної кінематичної схеми первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу, що працює при тиску 1,6 МПа (рис. 3). Редуктори з'єднані між собою за допомогою синхронних шарнірів рівних кутів швидкостей [9] з метою компенсації радіальних та осевих зміщень [10]. На кінцях приводних валів силового редуктора механічно закріплені ведучі зірочки ланцюгової передачі. Ланцюгова передача конструктивно складається з двох ведучих та двох натяжних зірочок, на робочій вітті ланцюга закріплений повнотілий палець, який монтується в отворах штоків циліндрів.

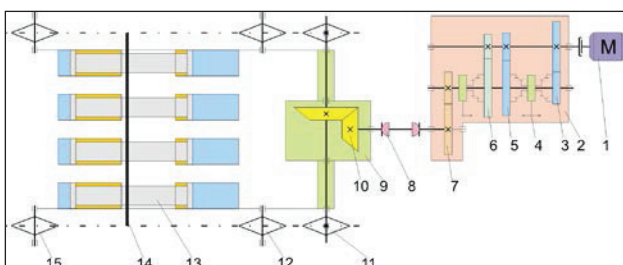


Рис. 3. Кінематична схема первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу, що працює при тиску 1,6 МПа:

1 — електродвигун; 2 — редуктор із зубчатою циліндричною передачею із змінним ступінчастим передавальним відношенням; 3 — зубчата передача з передавальним відношенням 0,89 (зубців 42/47); 4 — синхронізатор; 5 — зубчата передача з передавальним відношенням 3,45 (38/11); 6 — реверсна зубчата передача з передавальним відношенням 3,38 (44/13); 7 — зубчата передача з передавальним відношенням 4,063 (65/16); 8 — синхронний шарнір рівних кутів швидкостей; 9 — редуктор із зубчатою кінцевою передачею з гіпоїдним зачепленням шестерень з евольвентним профілем зубців; 10 — кінцева передача з гіпоїдним зачепленням з передавальним відношенням 4,1 (37/9); 11 — передня ведуча зірочка ланцюгової передачі; 12 — натяжна зірочка; 13 — поршневі секції первинного еталона; 14 — повнотілий палець; 15 — задня ведуча зірочка

4. Висновок

Технічний аспект реалізації первинним еталонном одиниці об'ємної витрати газу являє собою складну динамічну систему, ключовим вузлом якої є швидкісно-

силовий привід. Оптимальною конструкцією вузла приводу є застосування комплексу редукторів із зубчатыми передачами, при чому для швидкісної передачі застосований редуктор з циліндричною передачею із змінним передавальним відношенням, а для силової передачі — кінцевий редуктор з гіпоїдним зачепленням. Розроблена загальна кінематична схема первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу при тиску 1,6 МПа та проведений розрахунок комплексних показників кінематичної точності застосованих редукторів вузла приводу.

Література

1. ДСТУ EN 12261:2006. Лічильники газу турбінні. Загальні технічні умови (EN 12261:2002, IDT) [Текст]. — Київ: Держспоживстандарт України. — 39 с.
2. ISO 17089-1:2010. Ultrasonic meters for gas [Text] / Part 1: Meters for custody transfer and allocation measurement. — Geneva, 2010. — 108 p.
3. Петришин, І. С. Впливові фактори конструктивних особливостей поршневих еталонних витратомірних установок, що працюють при високому тиску [Текст] / І. С. Петришин та ін. // Метрологія та прилади. — 2013. — № 5. — С. 6–16.
4. Кузьмін, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин [Текст] / А. В. Кузьмін, Ф. Л. Марон. — Минск: Высшая школа, 1983. — 350 с.
5. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т. М. Башта. — Москва: Машиностроение, 1972. — 320 с.
6. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования [Текст] : учеб. / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмін. — Мн.: Вышэйшая школа, 2000. — 584 с.
7. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски [Текст]. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 45 с.
8. ГОСТ 1758-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски [Текст]. — М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1981. — 43 с.
9. ГОСТ Р 52924-2008. Автомобильные транспортные средства. Шарниры равных угловых скоростей. Общие технические требования и методы испытаний [Текст]. — М.: Стандартинформ, 2008. — 11 с.
10. Михайловський, Е. В. Устройство автомобиля [Текст] / Е. В. Михайловський, К. Б. Серебряков, Е. Я. Тур. — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1981. — 342 с.

КОНСТРУКТИВНЫЕ И МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ГАЗОИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПОРШНЕВОГО ТИПА

В статье описана разработка и комбинирование узла привода первичного эталона, который представляет собой синтез скоростно-силовых редукционных зубчатых передач. Рассчитаны ориентированные значения передаточных отношений передач редукторов на основе значений объемного расхода газа в диапазоне от 4 м³/час до 200 м³/час. Рассмотрен метрологический аспект использования зубчатых передач в плане комплексного кинематического показателя точности.

Ключевые слова: зубчатая передача, точность, кинематическая схема.

*Бас Олександр Анатолійович, науковий співробітник, ДП «Івано-Франківськстандартметрологія», Україна,
e-mail: alexandr.sanya@gmail.com.*

Бас Александр Анатольевич, научный сотрудник, ГП «Івано-Франковскстандартметрологія», Украина.

*Bas Oleksandr, SE «Ivano-Frankivskstandartmetrologiya», Ukraine,
e-mail: alexandr.sanya@gmail.com*