

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ГРУПОВОЇ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НОРМАТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Виконано аналіз особливостей застосування методу групової взаємозамінності (селективного складання) для забезпечення необхідних параметрів гідравлічного шестеренного насоса. В результаті дослідження встановлено: допуски складових ланок (розміри ширини зубчастих вінців шестерень); кількість сортувальних груп; верхні і нижні відхилення розмірів деталей у кожній із сортувальних груп, конструкторські розміри і допуски шестерень. Показано, що для мінімізації обсягів незавершеного виробництва потрібно під час налагодження верстатів для остаточної обробки торців шестерень забезпечувати якомога ближчі за формою і розташуванням середнього розміру (математичного сподівання) криві розподілу розмірів ширини зубчастих вінців ведучої і веденої шестерень.

Ключові слова: шестеренний насос, фінішна обробка шестерень, ширина зубчастих вінців, селективне складання.

Abstract

The analysis of the features of the application of the group interchangeability method (selective assembly) to ensure the required parameters of a hydraulic gear pump was performed. As a result of the study, the following were established: tolerances of component links (dimensions of the width of the gear crowns); number of sorting groups; upper and lower deviations of the dimensions of parts in each of the sorting groups. design dimensions and tolerances of gears. It is shown that in order to minimize the volume of unfinished production, it is necessary to ensure, when setting up machines for final processing of the ends of gears, the distribution curves of the width of the gear crowns of the driving and driven gears as close as possible in shape and location to the average size (mathematical expectation).

Keywords: gear pump, finishing of gears, width of the gear crowns, selective assembly.

Вступ

Шестеренний насос є одним з найпоширеніших агрегатів об'ємних гідроприводів мобільних технологічних машин (сільськогосподарських, будівельних та ін.) Роторами насоса є дві шестерні — ведуча і ведена. Обидві шестерні за допомогою циліндричних поверхонь (цапф) розміщені в отворах чотирьох втулок. Матеріалом втулок є антифрикційний алюмінієвий сплав. Таким чином, отвори втулок і цапфи шестерень утворюють підшипники ковзання. Між торцями втулок і боковими сторонами (торцями) зубчастих вінців шестерень розміщені дві плоских пластини — компенсатори. Компенсатори також виготовляються з антифрикційного матеріалу (бронзи або алюмінієвого сплаву). Функція компенсаторів — мінімізація перетікань робочої рідини по торцях шестерень із зони високого тиску в зону всмоктування. На вирішення цієї задачі впливає величина зазору між торцями шестерень і робочими поверхнями (площинами) компенсаторів. Очевидно, що цей зазор буде мінімальним, якщо ширина зубчастих вінців обох шестерень майже не відрізнятиметься.

Згідно з вимогами ДСТУ 2192 93 «Насоси об'ємні та гідромотори» об'ємний к. к. д. (коефіцієнт подачі) нового шестеренного насоса повинен бути не меншим за 90%. Важливим фактором, який впливає на виконання цієї вимоги, є різниця між розмірами ширин зубчастих вінців ведучої й веденої шестерень. Експериментально встановлено, що ця різниця має бути в межах 0...0,005 мм. Наразі забезпечити таку точність виготовлення шестерень під час механічної обробки неможливо. Операції шліфування обох торців ведучої і веденої шестерень виконується на торцекруглошліфувальних напівавтоматах.

Метою дослідження є встановлення особливостей застосування методу групової взаємозамінності для забезпечення нормативних параметрів шестеренного насоса.

Результати дослідження

Вважалось, що насоси виготовляється в умовах великосерійного виробництва.

За допомогою попередньо виконаного статистичного аналізу встановлено, що розподіл розмірів ширини зубчастого вінця партій обох шестерень підпорядковується нормальному розподілу (закону Гаусса).

Вважалось, що номінальний розмір ширини зубчастого вінця обох шестерень складає 40 мм.

Схему розмірного ланцюга, що пов'язує розміри шестерень із зазором між торцем однієї з шестерень і компенсатором, показано на рис. 1.

Відповідно до викладеного вище, розмір ланки замикання має складати $A_{\Sigma} = 0^{+0,005}$ мм. Тобто допуск ланки замикання становить 0,005 мм.

Спочатку згідно з [2], визначимо допуски складових ланок A_1 і A_2 , які б забезпечували необхідну точність ланки замикання за умови застосування методу повної взаємозамінності

$$T(A_1) = T(A_2) = \frac{T(A_{\Sigma})}{m + n} = \frac{0,005}{1 + 1} = 0,0025 \text{ мм.}$$

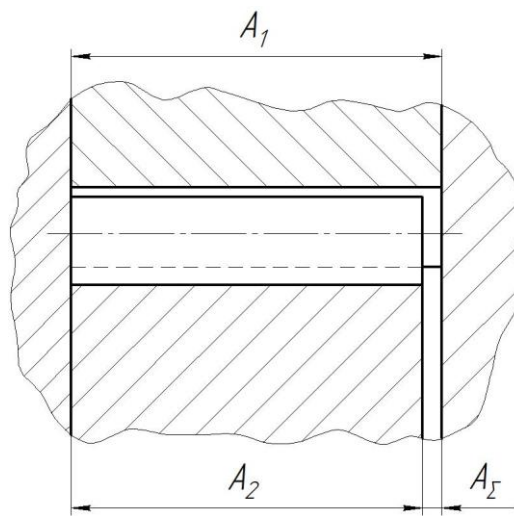


Рис. 1. Схема розмірного ланцюга, що пов'язує розміри A_1 та A_2 ширин зубчастих вінців шестерень із зазором між торцем шестерні меншої ширини і компенсатором

Для номінального розміру 40 мм такий допуск відповідає 2-му квалітету точності. Очевидно, що така вимога точності є технологічно недосяжною. Тому застосуємо метод групової взаємозамінності. Припустимо, що технологічні можливості підприємства-виготовлювача дозволяють забезпечити розмір ширини шестерні за 8-м квалітетом точності. Згідно з ДСТУ ISO 286-2 для номінального розміру 40 мм допуски розмірів A_1 і A_2 становитимуть $T(D) = T(d) = 0,040$ мм.

Згідно з рекомендаціями [2, 3] призначено кількість сортувальних груп $N_r = 8$.

Групові допуски складових ланок

$$T(A_1)_r = T(A_2)_r = \frac{T(A_1)}{N_r} = \frac{T(A_2)}{N_r} = \frac{40}{8} = 5 \text{ (мкм).}$$

Прийнято, що середній відхил ланки замикання A_{Σ} у всіх групах має становити $+0,0025$ мм. Тобто

$$\Delta_{c_{\Sigma_1}} = \dots = \Delta_{c_{\Sigma_8}} = +0,0025 \text{ мм.}$$

Вважалось, що розташування поля допуску в обох шестернях відповідає системі вала, тобто найбільші граничні розміри ширин обох шестерень збігається з номінальними розмірами.

Отже, технологічний розмір ширини шестерні після останнього переходу механічної обробки має становити $40_{(-0,040)}$ мм. Цей же розмір має бути вказаний і в креслениках обох шестерень як конструкторський.

Як першу вибрано групу, у якій граничні розміри є найбільшими серед усіх груп, а саме $(A_1^{\max})_z = (A_2^{\max})_z = 40$ мм, $(A_1^{\min})_z = (A_2^{\min})_z = 39,995$ мм. Послідовно встановлено граничні розміри решти груп. Схема розташування полів допусків розмірів ширин шестерень з позначеннями номерів груп показана на рис. 2.

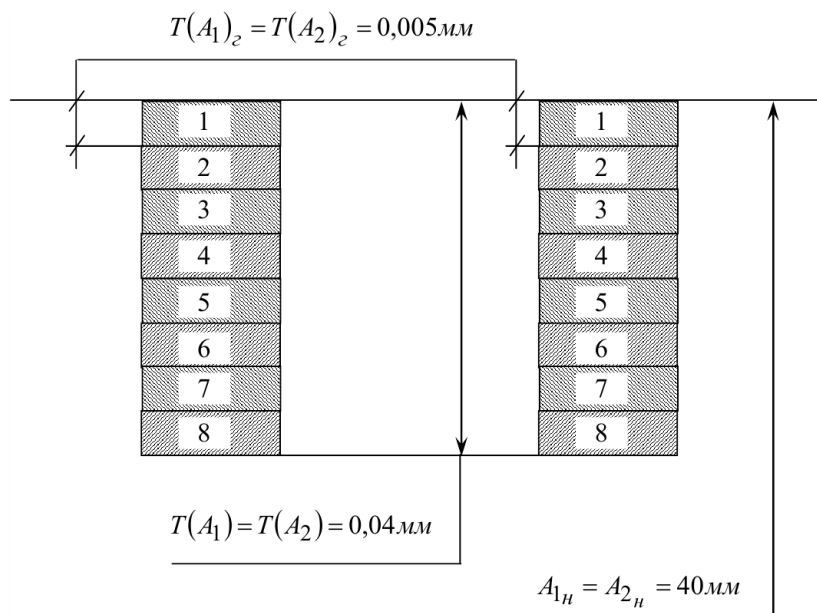


Рис. 2. Схема розташування полів допусків розмірів ширин шестерень з позначеннями номерів груп

Висновки

1. В результаті дослідження встановлено:

- допуски складових ланок (розміри ширини зубчастих вінців шестерень);
- кількість сортувальних груп;
- верхні і нижні відхили розмірів деталей у кожній із сортувальних груп;
- конструкторські розміри і допуски шестерень.

2. Для мінімізації обсягів незавершеного виробництва потрібно під час налагодження торцекруглошліфувальних напівавтоматів забезпечувати якомога ближчі за формою і розташуванням середнього розміру (математичного сподівання) криві розподілу розмірів ширини зубчастих вінців ведучої і веденої шестерень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприволи : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. — Вінниця : ВНТУ, 2013. — 273 с.
2. Дерібо О. В. Розмірно-точнісне моделювання конструкцій та технологічних процесів: електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / О. В. Дерібо, С. В. Репінський. — Вінниця : ВНТУ, 2024. — 105 с.
https://iq.vntu.edu.ua/method/getfile.php?fname=146269.pdf&x=1&card_id=53607&id=146269
3. Рудь В. Д. Розмірно-точнісний аналіз конструкцій та технологій / Рудь В. Д., Герасимчук О. О., Маркова Т. П. — Луцьк : ЛДТУ, 2008. — 344 с.

Левіщенко Артем Петрович — студент групи 2ПМ-24м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: fully88@gmail.com.

Науковий керівник: **Дерібо Олександр Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: deriboov@ukr.net.