

УДК 62-137-886.1

doi:10.20998/2413-4295.2021.04.04

## АНАЛІЗ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДО ШТИФТОВИХ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ У ВУЗЛАХ НАСОСІВ

I. М. ДЕГТЯРЬОВ<sup>1\*</sup>, А. О. НЕШТА<sup>1</sup>, М. П. САМАРДАК<sup>2</sup>, В. М. КОНОНОВИЧ<sup>1</sup>, Я. В. КЛОК<sup>1</sup>

<sup>1</sup> кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів, Сумський державний університет, Суми, УКРАЇНА;

<sup>2</sup> ПАТ «Сумський завод «Насосенергомаш», Суми, УКРАЇНА;

\*e-mail: ivan\_dehtiarov@tmvi.sumdu.edu.ua

**АНОТАЦІЯ** У статті проаналізовано причини виникнення ситуації з появою похибок виготовлення та відсутності необхідних технічних вимог для виконання штифтовим конічним з'єднанням його службового призначення. Аналіз виконувався на основі геометричної побудови складального розмірного ланцюга із двох деталей, що підлягають з'єднанню та штифта конічного з конусністю 1:50 за ГОСТ 9465-79, що застосовується саме у штифтових з'єднаннях насосного обладнання. Геометричний аналіз включає у себе виокремлення відхилень на лінійні розміри та кутові відхилення. Значення кутових відхилень привели до лінійних значень їх проекцій вздовж осі штифта, для визначення допуску на висоту виступання торця штифта над поверхнею з'єднувальних деталей. Також теоретично доведено необґрунтованість призначення показника шорсткості отвору під штифт на рівні Ra 1,6 мкм та його недоцільність при неможливості забезпечення необхідної довжини контакту і запропоновано вирішення даного протиріччя. Виконано детальний аналіз технічних вимог креслень вузлів насосного обладнання, що містять штифтові конічні з'єднання, та пункти відповідних стандартів, що у результаті дозволило виділити невідповідності вимог та запропонувати рекомендації, виконання яких забезпечить отримання якісного з'єднання відповідно до його службового призначення. Аналіз геометричних параметрів штифтових конічних з'єднань вперше дозволив визначити залежність висоти виступання торця штифта над поверхнею з'єднувальних деталей та допуску на даний параметр, а також запропонувати математичні залежності для їх визначення. Представлені залежності можуть бути використані на практиці для обґрунтованого розрахунку під час проєктування штифтових конічних з'єднань у вузлах насосів та на машинобудівних підприємствах, де використовуються подібні з'єднання. Вперше представлено та обґрунтовано визначення величини допуску на розмір отвору під оброблення розгортками конічними, а також запропонована формула розрахунку даного параметра, що наведено у рекомендаціях для можливості їх застосування на підприємствах машинобудівного комплексу та у виробках, які містять у конструкції штифтові конічні з'єднання.

**Ключові слова:** насособудування; точність оброблення; технологічний процес; конструкторська документація; конусність 1:50; величина натягу

## ANALYSIS OF GEOMETRIC PARAMETERS AND TECHNICAL REQUIREMENTS FOR PIN CONICAL JOINTS IN PUMP NODES

I. DEHTIAROV<sup>1\*</sup>, A. NESHTA<sup>1</sup>, M. SAMARDAK<sup>2</sup>, V. KONONOVYCH<sup>1</sup>, Y. KLOK<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, Sumy, UKRAINE

<sup>2</sup> PAT «Sumy plant «Nasosenergomash» Sumy, UKRAINE

**ABSTRACT** The article analyzes the causes of the situation with the appearance of manufacturing errors and the lack of the necessary technical requirements to perform a pin conical joint his intended purpose. The analysis was performed based on geometric construction of the assembly dimensional chain of two parts to be connected and a conical pin with a taper 1:50 according to GOST 9465-79, which is used in the pin joints of pumping equipment. The geometric analysis included the separation of deviations into linear dimensions and angular deviations. The values of the angular deviations were reduced to the linear values of their projections along the axis of the pin, to determine the tolerance on the end height protrusion of the pin above the surface of the connecting parts. Also, the unfoundedness of assigning the roughness index of the hole under the pin at the level of Ra 1.6 μm and its inexpediency when it is impossible to ensure the required contact length is theoretically proved and the solution of this contradiction is proposed. A detailed analysis of the technical requirements for drawings of pumping equipment units containing pin conical joints and paragraphs of the relevant standards, which resulted in the inconsistencies, and offer recommendations that will ensure the quality of the joint following its official purpose. Analysis of the geometric parameters of pin conical joints for the first time allowed to determine the dependence of the height of the pin end protrusion above the surface of the connecting parts and the tolerance for this parameter, as well as to propose mathematical dependences for their determination. The presented dependencies can be used in practice for a reasonable calculation during the design of pin conical joints in pump nodes and in machine-building enterprises where such joints are used. For the first time, the determination of the tolerance for hole size for machining conical reamers is

presented, and the formula for calculating this parameter is proposed, which is given in the recommendations for their use in machine building enterprises and products containing pin conical joints.

**Keywords:** pump production; machining accuracy; manufacturing process; design documentation; taper 1:50; amount of tightness

## Вступ

Штифтові конічні з'єднання (ШКЗ), як вже згадувалось у попередніх публікаціях [1] отримали широке застосування у конструкціях різних вузлів насосного обладнання, завдяки простоті обслуговування та високій точності взаємного розміщення сполучних деталей при повторних складаннях. Можливості повторного складання деталей з високою точністю їх взаємного розміщення, що впливає на характеристики вузла, машини та агрегату в цілому, є ключовим фактором вибору саме ШКЗ з конусністю 1:50.

При цьому, у зв'язку з постійно зростаючою конкуренцією в області насособудування, важливість забезпечення експлуатаційної технологічності конструкції для замовника продукції мають виходити на перший план та забезпечуватися виробником. Переваги ШКЗ над штифтовими циліндричними з'єднаннями також детально описані у [1].

Найбільш розповсюдженим місцем, де використовуються ШКЗ, є з'єднання кришки та корпусу відцентрового насоса горизонтального компонування, на прикладі якого і буде розглядатися матеріал у даній роботі. Але ШКЗ також застосовується і в конструкціях інших насосів і агрегатів за тими ж принципами та функціями, що воно виконує [2].

Принцип з'єднання кришки та корпусу відцентрового насоса, що застосовується зараз на підприємствах, та містить ШКЗ використовується вже більше 50-ти років. Адже відтоді і до наших днів конструкції відцентрових насосів принципово майже не змінилися. Відмінності полягають лише у використанні нових матеріалів та підвищенні технічних характеристик агрегату [3]. Але застосування ШКЗ в насосах з 70-х років минулого сторіччя і до нашого часу говорить про його ефективність та практичну надійність. Саме ШКЗ застосовується вже більше 100 років у машинобудівній та інших галузях промисловості. Виняткова важливість ШКЗ, особливо для машинобудівної галузі, виражається в тому, що першим стандартом, опублікованим Німецьким інститутом стандартизації у 1917 році, став стандарт на виготовлення конічних штифтів – DIN 1 [4].

Але окрім штифта конічного у ШКЗ присутні ще і як мінімум дві з'єднувальні між собою деталі. Параметри ШКЗ, які необхідно вказувати на кресленні регламентуються ДСТУ ГОСТ 2.307:2013 (попередник ГОСТ 2.307-68) та ГОСТ 2.320-82, але дані стандарти з'явилися набагато пізніше, ніж почали використовувати ШКЗ. Цей факт спричинив ситуацію коли робітники на робочих місцях не маючи необхідних вимог до ШКЗ на кресленні виконували

його спираючись виключно на свій практичний досвід. Проте навіть з появою відповідних стандартів на ШКЗ технічні вимоги на кресленнях все ще не містять відповідної інформації, орієнтованої саме на вказання параметрів ШКЗ, що визначають та дозволяють реалізувати його службове призначення у повній мірі. У результаті через відсутність необхідної інформації на робочих та складальних кресленнях деталей, що містять ШКЗ [1], а також через досить великі допуски на його параметри, під час виготовлення на підприємствах брак саме у ШКЗ виникає досить часто. Це унеможливило виконання ШКЗ свого службового призначення, а саме приведення базових поверхонь первинне положення після демонтажу деталей з'єднання. Тому проблему недостатньої інформації у технічних вимогах до ШКЗ саме на основі його геометричних параметрів необхідно вирішувати.

Із огляду публікацій вітчизняних і закордонних вчених, та інших літературних джерел виявлено, що питанням проєктування та аналізу штифтових з'єднань займалися багато світових вчених. Зокрема, питанням забезпечення натягу у штифтовому з'єднанні у роботі [5] займався М. Obeidi, де для підвищення коефіцієнту зачеплення штифта зі з'єднувальними деталями застосовується новий метод лазерного текстурювання, на прикладі штифтів із корозійностійкої сталі. Робота [6] присвячена дослідженню сили запресовування штифта в залежності від довжини посадки на прикладі з'єднання штифта з пружною вилкою спеціальної конструкції. Y. Sun та інші у [7] досліджували вплив отримання остаточного розміру отвору під штифт на розвиток стомлюючих тріщин у з'єднанні. Аналізувались два варіанти отримання остаточного розміру отвору під штифт методом пластичного деформування в холодному стані або отримання розміру отвору безпосередньо при запресовуванні штифта. Робота [8] шляхом результатів скінчено елементного моделювання дає уявлення про процеси мікроекструзії конічних штифтів при різних режимах запресовування, що дає змогу визначити оптимальну силу запресовування в залежності від параметрів потоку матеріалу. Дослідження штифтових з'єднань опосередковано представлені в [9], де шляхом чисельного моделювання з'єднань елементів рами у програмних комплексах STAAD та ANSYS 2020R2 у тому числі визначались напруження в штифтах під час навантаження елементів рами. Широко застосовуються штифтові з'єднання і в композитних конструкціях, що описано у роботі [10], де вчені досліджували вплив укладки волокон композиційного матеріалу навколо штифтів на жорсткість та показники міцності з'єднання. S. Lee та інші у [11] дослідили працездатність квадруплексних модулів

напружень з використанням нових конструкцій штифтових з'єднань. При цьому контроль навантаження здійснюється із використанням генетичного алгоритму щільності сили. Робота [12] присвячена експериментальним дослідженням штифтових з'єднань з використанням конічних штифтів з конусністю 1:50 в алюмінієвих фермах рознімної конструкції. Виконувались дослідження на поздовжній зріз штифта при осьовому зусиллі та при передачі крутного моменту.

Проведений аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що питання аналізу технічних вимог до ШКЗ та його геометричних параметрів, що впливають на дотримання вимог конструктора науковою спільнотою розглядалися досить обмежено. Досліджень у даному напрямку недостатньо для формулювання чітких науково обґрунтованих рекомендацій, щодо нанесення на креслення технічних вимог та параметрів ШКЗ, що відображали б чіткі та однозначні вимоги розробника для можливості їх реалізації у технологічному процесі та отримання якісних виробів без браку в ШКЗ.

### Мета роботи

Виявлення недоліків у технічних вимогах до штифтових конічних з'єднань та на основі геометричного аналізу розроблення рекомендацій щодо внесення змін до складальних креслень із застосуванням конічних штифтів під час проектування вузлів насосів.

### Виклад основного матеріалу

Аналіз переваг та недоліків ШКЗ вже виконаний у [14] з якого встановлено, що у порівнянні зі штифтовими циліндричними з'єднаннями, ШКЗ більш технологічні з точки зору подальшої експлуатації, що є важливим для замовника насосної продукції у перспективі обслуговування.

Тому більш детально проаналізуємо варіант ШКЗ із використанням штифта за ГОСТ 9465-79 (рис. 1) [1] у тому вигляді, як воно показано у стандарті підприємства (СТП) АТ «Сумський завод «Насосенергомаш», що використовується на даний момент. Даний СТП розроблений на ПАТ «ВНДІАЕН» ще в 90-і роки ХХ-го століття під потреби підприємства та не переглядався до сих пір з точки зору інформації про дане з'єднання, яку ми маємо на даний момент [13,14], а саме:

- на кресленні відсутня інформація про необхідну величину натягу в ШКЗ при тому, що воно може виконувати свої функції тільки як з'єднання з натягом;

- креслення ШКЗ містить нелогічні вимоги забезпечення вильоту торця штифта над поверхнею кришки із ще більш нелогічним допуском на цей параметр  $h \pm 2$  мм згідно СТП підприємства;

- введення до складу виробу гайки, яка необхідна тільки для демонтажу, що створює ще більше проблем на етапі складання;

- вимога шорсткості поверхні конічного отвору під штифт - Ra 1,6 мкм не дозволяє використовувати розгортки конічні 1:50 за ГОСТ 10081-84 і ГОСТ 11177-84. Так як згідно з технічними умовами по ГОСТ 10083-81 на виготовлення розгорток вони гарантують отримання шорсткості не більше Rz 12,5 мкм, що відповідає Ra 3,2 мкм відповідно до ГОСТ 2789-73;

- креслення ШКЗ, що наведене в СТП підприємства не обумовлює величини допуску на отвір, який свердлиться при сумісній обробці деталей для обробки конічної поверхні під конічну розгортку.

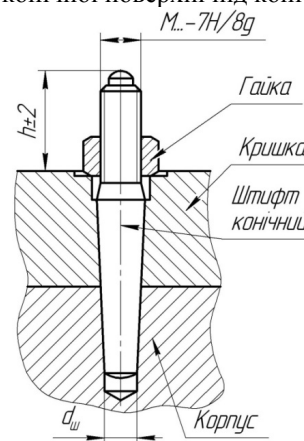


Рис. 1 – ШКЗ на основі штифта за ГОСТ 9465-79 на прикладі з'єднання кришки і корпусу з глухим отвором і гайкою для демонтажу (заводський варіант за СТП)

Розглянемо більш детально кожен з перерахованих вище проблем із вимогами до ШКЗ в існуючому їх варіанті на кресленнях.

ШКЗ може виконувати своє службове призначення виключно тільки як з'єднання з натягом [1]. Проте про відсутність інформації щодо величини натягу на кресленнях, що містять ШКЗ вже сказано в [13, 14]. З точки зору конструктора це обґрунтовувалося неможливістю її визначення та чіткого зазначення цього параметра в стандартах, і відсутність будь-яких інших рекомендацій із даного питання. Тому пропонується до вирішення даної проблеми підійти як з точки зору забезпечення необхідної довжини контакту конічних поверхонь штифта і деталей, що підлягають фіксації. Для цього у [1] було розглянуто стандартне місце під установку штифта конічного, та встановлено, що тип контакту в ШКЗ залежить лише від допустимих кутових відхилень кутів отвору під штифт та штифта. У [1] представлена у вигляді формули геометрична залежність величини відхилення кута отвору під штифт від допусків на параметри розгорток конічних за ГОСТ 10083-81. Також дослідження у [1] показали, що сумарна відносна похибка відхилення кутів отвору

та штифта в ШКЗ теоретично може досягати 38% в залежності від класу точності штифта.

За ГОСТ 2.320-82 згідно п. 3.3 конструктору пропонується задавати величину натягу через взаємне осьове переміщення сполучених конусів від їх початкового положення або згідно п. 3.4 за заданим зусиллям запресовування, що прикладається в початковому положенні сполучених конусів. При цьому задання натягу за осьовим переміщенням буде коректним лише у випадку проведення серії експериментальних досліджень величини натягу від осьового переміщення штифта для всіх діаметрів ШКЗ, що досить трудомістко і майже нереально у виробничих умовах. Також задання величини натягу за заданим зусиллям запресовування також має опосередкований суб'єктивний характер, адже даний метод може бути застосований лише при абсолютних співпадіннях кутів отвору та штифта в ШКЗ. При суттєвих відхиленнях кутів отвору та штифта даного зусилля може не вистачити для створення контакту вздовж усієї конічної поверхні, не кажучи вже про рівномірність натягу в ШКЗ. Отже задання натягу за заданим зусиллям запресовування також є не обґрунтованим.

Тому у якості вирішення проблеми для забезпечення на кресленні інформації, необхідної для якісного виготовлення та роботи ШКЗ, пропонується у якості рекомендацій конструктору вказувати саме величину натягу в ШКЗ. Дана величина має відповідати середній величині натягу, що виникає у штифтових циліндричних з'єднаннях при рекомендованих для них за ГОСТ 26862-86 посадках Н7/м6 та Н7/н6, та залежить від номінального діаметру ШКЗ. Посадка та відповідно величина натягу обирається конструктором в залежності від умов роботи з'єднання.

Вимога щодо забезпечення вильоту торця штифта над поверхнею кришки і допуск на цей параметр  $h \pm 2$  мм згідно СТП підприємства є нелогічною, а в ГОСТ 2.307-2011 цього не вказано зовсім. Виліт торця штифта залежить від допусків на діаметр і кут отвору, а також діаметр і кут штифта, що варіюються в досить широких діапазонах [1], а також від допусків на лінійні розміри ШКЗ.

У насосному обладнанні при з'єднанні кришки і корпусу використовуються в основному штифти конічні за ГОСТ 9465-79, так як отвори під штифти глухі і для можливості обслуговування вузла цей вибір конструктора є оптимальним. Теоретично допускається використання в поєднанні також штифтів конічних за ГОСТ 9464-79, але це не виправдано економічно більш складним оснащенням для їх демонтажу, а також ризиком пошкодження різі при демонтажі і початковою істотно більшою вартістю самих штифтів. Тому для аналізу розміру вильоту торця штифта і допустимих відхилень цього розміру виконаний аналіз параметрів конструкції штифта конічного за ГОСТ 9465-79 (рис. 2) та ШКЗ у заводському варіанті СТП зі штифтом за ГОСТ 9465-79 (рис.3).

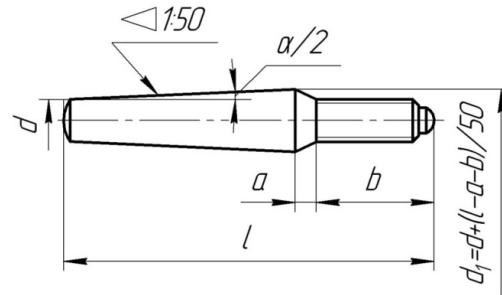


Рис. 2 – Ілюстрація параметрів штифта конічного за ГОСТ 9465-79

Таким чином, виходячи із вищевикладеної інформації, а також із рис. 3 виступання торця штифта  $h$  та його допуск  $Th$  в ШКЗ за ГОСТ 9465-79 над поверхнею кришки, залежать від:

- допуску на діаметр  $d$  штифта;
- допуску на діаметр  $D$  отвору під штифт;
- допуску на кут  $\alpha_1/2$  штифта;
- допуску на кут  $\alpha_2/2$  отвору під штифт;
- розміру довжини штифта  $l$  та допуску на нього для штифтів за ГОСТ 9465-79;
- розміру довжини паска  $a$  та допуску на нього для штифтів за ГОСТ 9465-79;
- розміру довжини різьової цапфи  $b$  та допуску на нього для штифтів за ГОСТ 9465-79;
- розміру заглиблення  $e$ ;
- розміру, що визначає глибину розташування площини торця гайки  $f$ ;
- робочої довжини отвору  $l_{po}$  під штифт конічний (відстань від площини контакту штифта і отвору за більшим діаметром  $d_1$  та площиною номінального діаметру розгортки конічної) та допуском на нього.

Таким чином з рис. 3 видно, що торець штифта конічного діаметром  $d$  та перетин штифта, що характеризується більшим діаметром  $d_1$  можуть займати положення у межах між верхнім і нижнім їх положеннями, що характеризуються розміром  $x$ .

Тоді

$$h = f(a, b, e, f, x) \quad (1)$$

Варто зазначити, що для визначення номінального значення розміру  $h$  необхідно враховувати і розмір  $x$ . При цьому номінальне значення розміру  $x=0$ , за умови співпадіння діаметрів штифта, отвору та їх кутів із номінальними їх значеннями, а також рівності номінальних значень  $l_{po}$  та  $l_{pu}$  при співпадінні нижнього торця штифта із площиною номінального діаметру розгортки конічної (рис. 3).

Виходячи з вищесказаного номінальне значення розміру  $h$  визначимо з розмірного ланцюга (рис. 4).

$$h = a + b + x - e - f. \quad (2)$$

Усі розміри, окрім  $e, f$  регламентуються ГОСТ 9465-79 та залежать від типорозміру та класу точності штифта. Розміри  $e, f$  задаються конструктором в залежності від типорозміру штифта, бо у відповідному стандарті на ШКЗ така інформація відсутня. Проте з аналізу креслень для різних типорозмірів штифтів та властивостей конічного з'єднання дані розміри можуть бути визначені, а саме:

-  $e$  – розмір заглиблення, як правило дорівнює сумарній величині довжини паска  $a$  (рис. 3) та кроку

різі  $p$ , для можливості створення осевого руху штифта під час демонтажу (проте конструктор може задавати й інше значення розміру, виходячи з особливостей конкретного вузла, де розміщене ШКЗ;

$f$  – розмір, що визначає глибину розташування площини торця гайки, як правило дорівнює кроку різи  $p$ , але не менше 1 мм, адже він потрібен лише для формування площини під гайку.

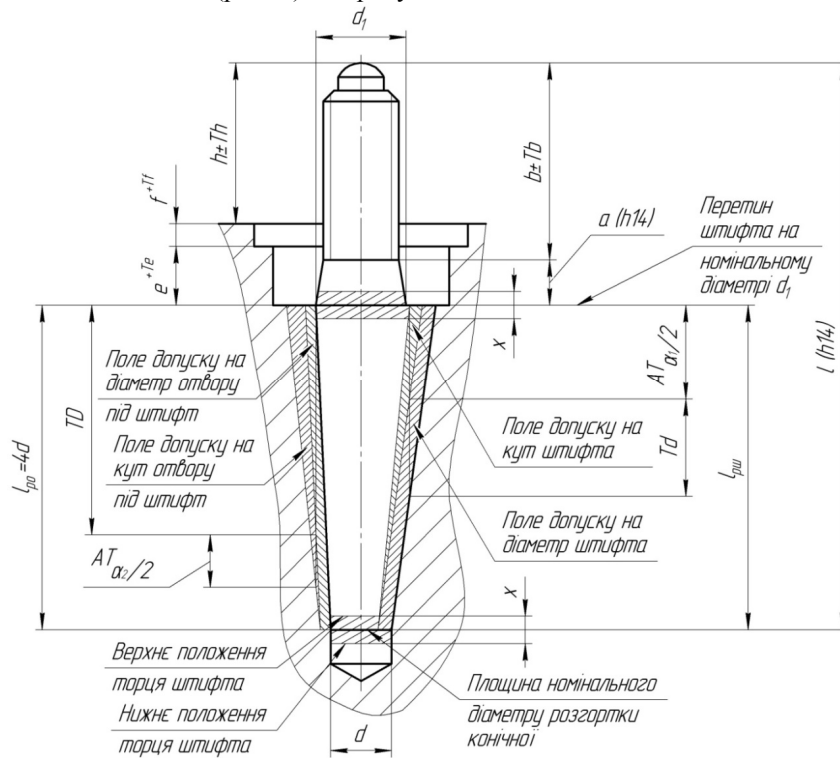


Рис. 3 – Ілюстрація параметрів ШКЗ, що впливають на величину вильоту торця штифта над поверхнею кришки

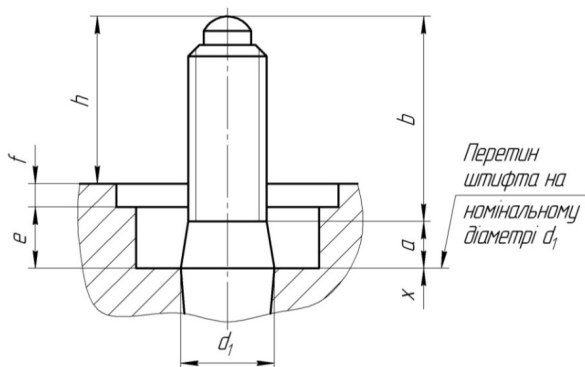


Рис. 4 – Розмірний ланцюг для визначення номінального значення розміру  $h$

Тому для зручності розрахунку розміру  $h$  конструктору замінимо параметри  $e, f$  у формулі (1), на параметри, що будуть вказуються у ГОСТ 9465-79 для конкретного типорозміру штифта та не будемо враховувати  $x$ , адже його номінальне значення

дорівнює нулю та не впливає на розрахунок виступання торця штифта  $h$ :

$$h = a + b - a - p - p = b - 2p, \quad (3)$$

де  $p$  – крок різи на різьовій цапфі штифта конкретного типорозміру, мм.

З рис. 4 розмір  $h$  є замикаючою ланкою розмірного ланцюга. Відповідно допуск  $Th$  на даний розмір складається із суми допусків усіх складових ланок розмірного ланцюга.

$$Th = \sum(Ta, Tb, Te, Tf, Tx). \quad (4)$$

В свою чергу допуск на розмір  $x$  залежить від:

$$Tx = \sum(Td_o, TD_o, AT_{\frac{\alpha_1}{2_o}}, AT_{\frac{\alpha_2}{2_o}}, Tl_{po}, Tl_{pш}), \quad (5)$$

де  $Td_o$  – допуск на діаметр штифта конічного, приведений до значення осевого переміщення

штифта, мм;  $TD_o$  – допуск на діаметр отвору під штифт конічний, приведений до значення осьового переміщення штифта, мм;  $AT \alpha_1/2o$  – допуск на половину кута штифта конічного, приведений до значення осьового переміщення штифта, мм;  $AT \alpha_2/2o$  – допуск на половину кута отвору під штифт конічний, приведений до значення осьового переміщення штифта, мм;  $Pl_{po}$  – допуск на робочу довжину отвору під штифт конічний, мм;  $Pl_{пу}$  – допуск на робочу довжину конусу штифта, мм.

Параметри ШКЗ, такі як  $l_{пу}$  та  $l_{po}$  впливають на місце розташування нижнього торця штифта та перетину штифта на номінальному діаметрі  $d_1$  в межах допуску на розмір  $x$ . Як правило для з'єднань двох деталей  $l_{po}$  є довідковим розміром [13] на який не вказується допуск, тому  $Pl_{po}=0$ . Номінальне значення  $l_{po}=4d$ . Розмір  $l_{пу}$  за ГОСТ 9465-79 не вказується на в стандарті і є замикаючою ланкою в розмірному ланцюгу з розмірами  $l, a, b$  (рис. 2), та залежить від значень цих розмірів. Номінальне значення  $l_{пу}=4d$ .

При цьому допуски на діаметри отвору і штифта, а також допуски на кутові розміри отвору та штифта впливатимуть на допуск  $Th$  через різний тип контакту робочих поверхонь штифта і отвору [1], через зміну положення нижнього торця штифта відносно площини номінального діаметру розгортки конічної (рис. 3).

Для знаходження розміру  $l_{пу}$  та допуску на нього розглянемо розмірний ланцюг на рис. 5.

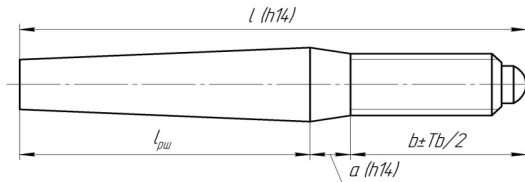


Рис. 5 – Розмірний ланцюг для визначення номінального значення розміру  $l_{пу}$  та допуску на нього

$$l_{пу} = l - a - b. \quad (6)$$

$$Pl_{пу} = \sum(Tl, Ta, Tb). \quad (7)$$

Але якщо ми вже враховуємо в формулі (7) допуски  $Ta$  і  $Tb$ , то ми не можемо їх враховувати ще раз у формулі (4), тому врахуємо їх у формулі (7), виключивши із формули (4). В результаті формула (4) прийме вигляд:

$$Th = \sum(Te, Tf, Tx), \quad (8)$$

де у  $Tx$  будуть враховані усі допуски на вищеписані змінні параметри ШКЗ.

Для визначення інших складових допусків  $Tx$  необхідно привести значення відхилень діаметрів  $d, D$  та кутів  $\alpha_1/2, \alpha_2/2$  до значень осьових переміщень штифта, які виникатимуть в залежності від фактичних

значень вищевказаних параметрів у межах допусків на них. Для цього як приклад розглянемо рис. 6 із зображенням допуску на діаметр штифта в ШКЗ для приведення його до  $Td_o$ .

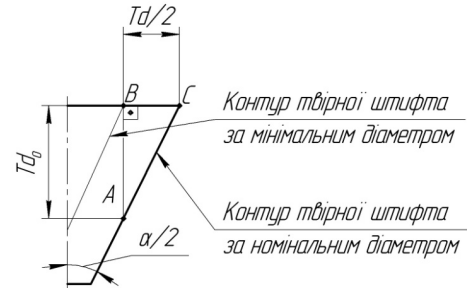


Рис. 6 – Графічне представлення приведення допуску на діаметр штифта  $Td$  до осьового переміщення штифта  $Td_o$

З рис. 6 розглянемо трикутник ABC, у якому:

-  $BC=Td/2$  – половина допуску (радіальний допуск) на діаметр штифта, значення якого відоме за стандартом та залежить від класу точності та діаметра штифта;

- кут  $BAC = \alpha/2 = 34'23''$  за стандартом (для ШКЗ з конусністю 1:50);

- сторона  $AB = Td_o$  – шуканий параметр.

Виконавши перетворення, отримаємо:

$$Td_o = \frac{Td}{2 \cdot tg \frac{\alpha}{2}} \quad (9)$$

Аналогічно для допуску на діаметр отвору під штифт в ШКЗ:

$$TD_o = \frac{TD}{2 \cdot tg \frac{\alpha}{2}} \quad (10)$$

Виконаємо аналогічні дії для приведення допуску на половину кута штифта конічного  $AT \alpha_1/2$  до значення осьового переміщення штифта  $AT \alpha_1/2o$ , враховуючи при цьому номінальні значення довжин робочих поверхонь штифта та отвору  $l_{пу}=l_{po}=4d$ :

$$AT \frac{\alpha_1}{2o} = \frac{4d \cdot tg \frac{AT \alpha_1}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} \pm \frac{AT \alpha_1}{2})} \quad (11)$$

Аналогічно для допуску на кут отвору під штифт в ШКЗ:

$$AT \frac{\alpha_2}{2o} = \frac{4d \cdot tg \frac{AT \alpha_2}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} \pm \frac{AT \alpha_2}{2})} \quad (12)$$

Підставивши всі отримані значення допусків на змінні параметри ШКЗ у формулу (5) та виконавши перетворення спрощення отримаємо:

$$Tx = \frac{Td+TD}{2 \cdot tg \frac{\alpha}{2}} + \frac{4d \cdot tg \frac{AT\alpha_1}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} + \frac{AT\alpha_1}{2})} + \frac{4d \cdot tg \frac{AT\alpha_2}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} - \frac{AT\alpha_2}{2})} + Tl + Ta + Tb. \quad (13)$$

Усі значення розмірів та допусків на них у формулі (13) є вказаними у відповідних стандартах на ШКЗ, тому  $Tx$  може бути визначений для ШКЗ з будь-якими параметрами. Підставивши формулу (13) у формулу (8) отримаємо шукане значення допуску  $Th$ :

$$Th = \frac{Td+TD}{2 \cdot tg \frac{\alpha}{2}} + \frac{4d \cdot tg \frac{AT\alpha_1}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} + \frac{AT\alpha_1}{2})} + \frac{4d \cdot tg \frac{AT\alpha_2}{2}}{tg(\frac{\alpha}{2} - \frac{AT\alpha_2}{2})} + Tl + Ta + Tb + Te + Tf. \quad (14)$$

Для автоматизації розрахунків розміру  $h$  за формулою (3) та допуску на нього  $Th$  за формулою (14) у якості рекомендації конструктору варто застосовувати програмні пакети MathCAD, Microsoft Excel або інші доступні програми, що дозволяють виконувати автоматизовані розрахунки при заданні відомих параметрів за відповідними стандартами та значень розмірів ( $e$ ,  $f$ ) та допусків на них, що конструктор задає на кресленні ШКЗ. Для підприємства, що займається виробництвом насосів з використанням ШКЗ доцільним буд розроблення автоматизованого модулю розрахунку  $h$  і  $Th$ , а також величини натягу в ШКЗ.

Граничні відхилення можна визначити за допомогою відомих формул визначення верхнього та нижнього відхилень замикаючої ланки у розмірних ланцюгах [16] за величиною допуску та координатою середини поля допуску замикаючої ланки.

Для прикладу виконаємо розрахунок величини виступання торця штифта  $h$  над поверхнею кришки та допуску на нього  $Th$  для ШКЗ номінальним діаметром 10 мм. Необхідні для розрахунку параметри оберемо за ГОСТ 9465-79 для штифта класу точності В, як найбільш поширеного при застосуванні в насосному обладнанні:

$$d = 10 \text{ мм};$$

$$b - \text{за ГОСТ 9465-79 } \min=24 \text{ мм, } \max=27 \text{ мм};$$

$Tb = 3$  мм. Так як номінального значення параметра  $b$  стандарт не встановлює, і згідно рекомендацій призначення полів допусків на лінійні розміри, так як вони проставлені на рис. 5, то поле допуску на розмір  $b$  має бути симетричним. Тобто враховуючи значення мінімального і максимального значення розміру, номінальний розмір  $b = 25,5$  мм;

$$l = 70 \text{ h}14(0; -0,74) \text{ мм, } Tl = 0,74 \text{ мм};$$

$$a = 4,5 \text{ h}14(0; -0,3) \text{ мм, } Ta = 0,3 \text{ мм};$$

$$p = 1,5 \text{ мм} - \text{ крок різі на різьбовій цапфі штифта};$$

$$Td = 0,09 \text{ мм} - \text{ для штифта } \text{Ø}10 \text{ h}11(0; -0,09);$$

$TD = 0,036$  мм – для отвору під штифт  $\text{Ø}10 \text{ h}9(0; -0,036)$  – поле допуску за діаметром розгортки конічної;

$e = a + p = 4,5 + 1,5 = 6 \text{ H}14(+0,3; 0) \text{ мм} - \text{ з рис. 4, } Te = 0,3 \text{ мм};$

$$f = p = 1,5 \text{ H}14(+0,25; 0) \text{ мм} - \text{ з рис. 4, } Te = 0,25 \text{ мм};$$

$\alpha/2 = 34'23''$  – половина кута ШКЗ з конусністю 1:50;

$$AT \alpha_1/2 = 5'10'' [15];$$

$$AT \alpha_2/2 = 2'10'' [15];$$

Отже за формулою (6):

$$h = b - 2p = 25,5 - 2 \cdot 1,5 = 22,5 \text{ мм.}$$

За формулою (14):

$$Th = \frac{0,09+0,036}{2 \cdot tg \frac{\alpha}{2}} + \frac{4 \cdot 10 \cdot tg 5'10''}{tg(34'23''+5'10'')} + \frac{4 \cdot 10 \cdot tg 2'10''}{tg(34'23''-2'10'')} + 0,74 + 0,3 + 3 + 0,3 + 0,25 = 8,29 \text{ мм.}$$

З результатів розрахунків розміру  $h=22,5$  мм та його допуску  $Th=8,29$  мм для ШКЗ  $\text{Ø}10$  мм з конусністю 1:50 за методом максимуму-мінімуму можна говорити про некоректність вказання конструктором допуску на розмір  $h \pm 2$  мм, адже конструктор дає допуск 4 мм, а в теорії даний параметр може складати 8,29 мм. Звісно розрахунок допуску за методом максимуму-мінімуму передбачає, що всі розміри будуть знаходитись на межі своїх граничних допустимих значень, що на практиці майже ніколи не зустрічається. Проте з наукової точки зору за формулою (14) цей варіант можливий. При цьому варто зауважити, що граничні відхилення навряд чи будуть розташовуватися симетрично відносно номінального розміру, як вказується конструктором на кресленні. В результаті величина виступання торця штифта та особливо допуск на даний параметр не можуть бути об'єктивними критеріями для оцінювання якості складання ШКЗ.

Тому у якості рекомендацій конструктору варто запропонувати вносити на креслення розмір  $h$  як довідковий без вказання допуску на нього, та у технічних вимогах вказати величину натягу в ШКЗ, з рекомендацій у розгляді попередніх пунктів технічних вимог. Практичні рекомендації щодо обґрунтованої величини натягу детально будуть розглянуті в наступних публікаціях на основі експериментальних досліджень.

Вимога про введення до складу виробу гайки, яка сполучається з поверхнею різьбової частини штифта конічного і необхідна тільки для демонтажу, створює додаткові проблеми на етапі складання. А саме, на кресленні не вказано з яким зусиллям повинна бути затягнута гайка. Це створює протиріччя, так як для можливості транспортування і роботи агрегату, під час яких присутні поштовхи і вібрації гайка не повинна відкручуватися, тобто повинна бути затягнута з необхідним зусиллям, якщо в конструкції не передбачені елементи, що перешкоджають її само відгвинчуванню (таких елементів конструктором не передбачено). Таким чином зусилля повинне бути досить високим щоб створити пластичну деформацію

між різьями штифта і гайки. З іншого боку при затягуванні гайки з достатнім для її стопоріння зусиллям, натяг в ШКЗ зменшиться до нульового значення і штифт неминуче витягнеться з отвору. Тому для запобігання подібних ситуацій рекомендується видалити зі складального креслення гайку, призначену для демонтажу і перенести її в комплект запасних частин і пристроїв.

Вказівки вимоги до шорсткості поверхні кінцевого отвору під штифт - Ra 1,6 мкм на кресленнях ШКЗ змушує використовувати дорогі імпорتنі розгортки з доведеними різальними кромками замість стандартних розгорток за ГОСТ 10081-84 та ГОСТ 11177-84. Так як, згідно з технічними умовами на розгортки конічні 1:50 за ГОСТ 10083-81, вони гарантують отримання шорсткості не більше ніж Rz 12,5 мкм, що відповідає Ra 3,2 мкм відповідно до ГОСТ 2789-73. Але використання дорогих розгорток не гарантує отримання необхідної площі контакту в ШКЗ, так як розгортки лише забезпечують необхідну шорсткість - Ra 1,6 мкм. Але в зв'язку з тим, що висота мікрогребінців при шорсткості Ra 1,6 мкм досить низька і при запресовуванні штифта в отвір ці мікрогребінці досить складно піддаються зминанню, то з великою часткою ймовірності будуть відбуватися пластичні деформації поверхні отвору, так як твердість матеріалу деталей, що сполучаються, як правило, менше ніж твердість штифта. Це буде особливо критичним при несприятливих умовах для запресовування, а саме під час істотної різниці кутів отвору і штифта в межах допусків на них. Адже штифти з різних партій можуть відрізнятися за кутом до 1'30", а отвори під них взагалі до 5'24", що вже доведено в [1], тому мала шорсткість отворів в даному випадку позитивно не впливає на досягнення необхідної площі контакту і як наслідок виконання службового призначення ШКЗ. На практиці часто виникають випадки зминання поверхонь деталей, що веде до «відриву» матеріалу, зменшення площі контакту і як наслідок втрати функції ШКЗ.

Тому в якості рішення рекомендується на кресленнях ШКЗ змінити параметр шорсткості з Ra 1,6 мкм на шорсткість у діапазоні Ra 3,2...6,3 мкм, що буде експериментально перевірено в подальших дослідженнях.

Ще одним недоліком креслення ШКЗ, що наведено в СТП підприємства є відсутність величини допуску на отвір, який свердлиться при сумісній обробці деталей для обробки кінцевої поверхні під конічну розгортку. Цього допуску немає і в технологічних процесах, адже в п.3.4а ГОСТ 10083-81 сказано, що отвір під розгортку конічну з конусністю 1:50 має отримуватись свердлом діаметром, що дорівнює номінальному діаметру штифта кінцевого або розгортки. У результаті отвір свердлиться за відхиленням Н14, що з точки зору технолога та робітників у цеху вважається правомірним. Інакше кажучи для отримання отвору під конічну розгортку

обирають свердло, рівне номінальному (меншому) діаметру штифта, адже інше конструктором не вказано. У результаті чого часто виникає поява браку в ШКЗ, через недостатню площу контакту отвору і штифта. Причиною цього є те, що при отриманні отвору на межі його верхнього відхилення в межах допуску за Н14 на поверхні нижньої частини отвору не залишається припуску для калібрування поверхні розгорткою (рис. 17), тому ця частина отвору залишається циліндричною «з під свердла». В результаті контакт зі штифтом там відсутній. У якості рішення цієї проблеми рекомендується на кресленнях проставити обґрунтовані допуски розміру на отвір під оброблення розгортками кінчними. Для цього виконаємо розрахунок величини допустимого відхилення діаметра отвору під розгортку конічну, виходячи з необхідності калібрування розгорткою усєї робочої довжини отвору в ШКЗ, аж до площини номінального діаметру розгортки кінчної [13].

На рис. 7 відстань від умовної площини номінального діаметру розгортки кінчної до низу попередньо просвердленого отвору, як правило дорівнює половині діаметру останнього. Дана відстань необхідна для виходу нижньої частини розгортки, щоб запобігти її передчасному контакту з торцем отвору до моменту формування кінчної поверхні на усій робочій довжині отвору під штифт. Як правило дана відстань складає не більше 0,5 номінального діаметра штифта, адже більше перевищення є недоцільним та може привести до надмірного заглиблення штифта і зменшення довжини його контакту вже у верхній з'єднувальній деталі – кришці у результаті суттєвого збільшення більшого діаметру отвору, що справедливо і для наскрізного отвору також.

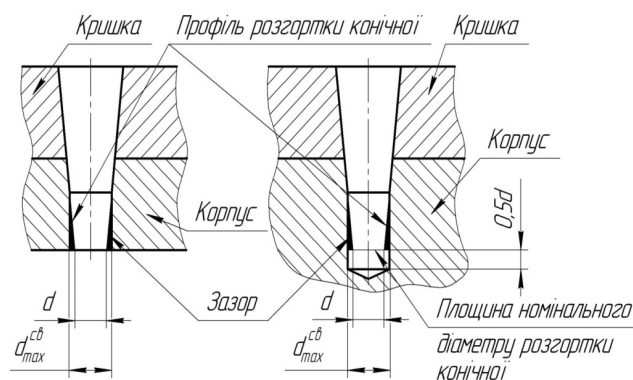


Рис. 7 – Ілюстрація виникнення зазору між розгорткою кінчною і оброблюваною поверхнею для наскрізного та глухого отворів

Тому для визначення величини допустимого відхилення попередньо просвердленого отвору під розгортку конічну задамося значенням обмеження глибини до якої може дійти штифт під час запресовування. Для можливості обов'язкового створення натягу у ШКЗ у глухому отворі має бути



запас для осьового руху штифта і недопущення його торкання до торця отвору до моменту створення необхідного за службовим призначенням натягу. Для наглядності розглянемо рис. 8 з геометричною побудовою отвору в ШКЗ.

З рис. 8 розглянемо трикутники ABC, DBO, EDF, які є прямокутними та подібними між собою з кутами BAC, BDO, DEF, що дорівнюють куту нахилу конічної поверхні штифта  $\alpha/2$ . Розглянемо трикутник DBO зі сторонами  $BD=\Delta$ , що відповідає осьовому переміщенню штифта при його запресовуванні в отвір та стороною BO, що дорівнює радіальному натягу  $N_{рад}$  в ШКЗ, який має задаватися конструктором в залежності від службового призначення виробу де працює ШКЗ. Трикутник EBM є подібним трикутнику EDF, сторона якого  $DF=z$  відповідає величині радіального запасу на величину осьовий зазору між нижнім торцем штифта та дном отвору, що також має задаватися конструктором в залежності від параметрів ШКЗ. При цьому сторона  $BM=N_{рад}+z$ . З трикутника EDF величина радіального запасу  $z$ :

$$z = \delta \cdot tg \frac{\alpha}{2}, \quad (15)$$

де  $\delta$  - осьовий зазор між нижнім торцем штифта та дном отвору, мм.

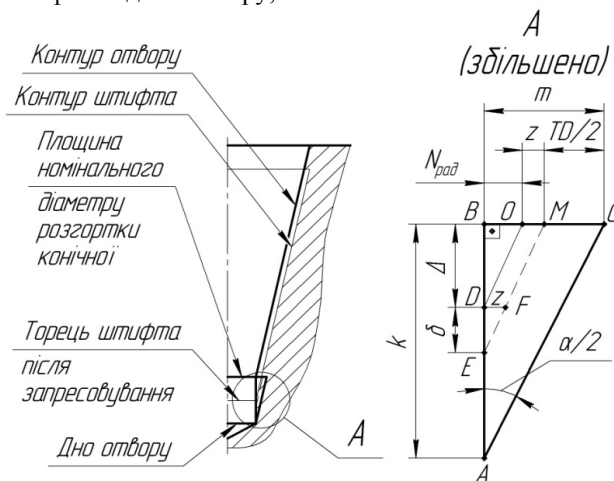


Рис. 8. Аналіз параметрів отвору під конічний штифт після свердління і оброблення розгорткою конічною

Розглянемо трикутник ABC зі сторонами  $BC=m$ , та  $AB=k$ . При цьому  $k$  дорівнює глибини отвору між площиною номінального діаметра розгортки та дном отвору (рис. 8), а  $m$  можна знайти за формулою:

$$m = k \cdot tg \frac{\alpha}{2} = N_{рад} + z + TD/2, \quad (16)$$

де  $k$  - глибина отвору між площиною номінального діаметра розгортки та дном отвору (рис. 8), мм;  $N_{рад}$  - значення величини радіального натягу в ШКЗ, мм;  $TD/2$  - значення половини допуску (радіального допуску) на отвір при свердлінні, мм.

Тобто  $TD$  це і є величина допуску, що залишається для можливості задання конструктору на кресленні.

Шляхом математичних перетворень переведемо значення радіального натягу в діаметральний, та з формули (16), підставивши замість величини виходу нижньої частини розгортки  $k$  рекомендоване її значення  $0,5d$ , визначимо  $TD$ :

$$TD = 2 \cdot 0,5 \cdot d \cdot tg \frac{\alpha}{2} - N - 2 \cdot \delta \cdot tg \frac{\alpha}{2} \quad (17)$$

для надання зручної для застосування формули у рекомендаціях конструктору при проектуванні ШКЗ множник  $tg(\alpha/2)$  для  $\alpha/2=34'23''$  буде дорівнювати 0,01, то підставимо у формулу (17) дане значення і отримаємо:

$$TD = 0,01 \cdot d - N - 0,02 \cdot \delta. \quad (18)$$

Виходячи із практичних міркувань та геометричної побудови (рис. 8), а також вказання коректних допусків на кресленнях ШКЗ значення осьового зазору між нижнім торцем штифта та дном отвору -  $\delta$  можна прийняти рівним  $0,1 \cdot k$ , або ж якщо виразити через діаметр, то  $\delta=0,001 \cdot d$ , тоді вираз (18) прийме вигляд:

$$TD = 0,009 \cdot d - N. \quad (19)$$

Варто зауважити, що формула (19) є справедливою лише для ШКЗ з конусністю 1:50. Для розрахунку величини допуску попередньо просвердленого отвору під розгортку для інших розмірів конусностей варто використовувати формулу (17). Під час проектування також варто враховувати інші конструктивні особливості конкретного вузла, спираючись на методику наведену у даній роботі.

Виконаємо розрахунок величини допуску обробленого під розгортку отвору на прикладі ШКЗ з діаметром штифта 10 мм та величиною діаметрального натягу 0,015 мм, що є достатньою виходячи з аналогічних значень максимальної величини натягу для штифтових циліндричних з'єднань при посадці H7/m6, тоді за формулою (19):

$$TD = 0,009 \cdot 10 - 0,015 = 0,075 \text{ мм.}$$

Виходячи зі значення  $TD = 0,075$  мм дане значення може бути вказане на кресленні, як допуск розміру отвору під штифт конічний Ø10. Найближче стандартне значення допуску на Ø10 складає 0,058, що відповідає 10-му квалітету точності. Так як основне відхилення на отвори переважно H, то на кресленні має бути вказано розмір отвору під штифт Ø10H10. Отримання 10-го квалітету точності отворів передбачає у технологічному процесі два переходи: свердління та зенкерування або свердління та чорнове розсорткування. І вже за цими відомими рекомендаціями технолог призначить діаметри

різальних інструментів для отримання розміру  $\varnothing 10H10$  згідно креслення.

### Висновки

У роботі вперше виявлено недоліки у технічних вимогах до ШКЗ, а саме встановлено, що креслення ШКЗ містять недостатньо інформації, необхідної для його виготовлення з необґрунтованими значеннями деяких параметрів. По кожному з недоліків наведені рекомендації конструктору, щодо їх усунення.

На основі геометричного аналізу ШКЗ встановлено, що номінальний розмір виступання торця штифта конічного в ШКЗ над поверхнею з'єднувальних деталей залежить від параметрів різьбової цапфи, а допуск на нього від багатьох геометричних факторів ШКЗ, які до цього не розглядалися науковцями і не враховувались конструкторами. Запропоновані конструктору рекомендації у якості математичної залежності в загальному вигляді для визначення розміру виступання торця штифта та допуску на нього, що можуть бути застосовані на підприємствах для ШКЗ із будь-яким значенням конусності, з набором початкових значень параметрів, що обираються під час проєктування із відповідних стандартів. Запропонована залежність перевірена шляхом порівняння розрахункових значень шуканих параметрів виступання торця штифта з геометричною побудовою ШКЗ  $\varnothing 10$  за граничними допустимими відхиленнями розмірів.

Науково обґрунтовано визначення величини допуску на розмір отвору під оброблення розгортками конічними та запропонована формула, що за умови застосування типової технології оброблення для отворів відповідної точності, дозволить виключити можливість появи браку в ШКЗ через недостатню площу контакту в ньому.

Також теоретично доведено, що вимога конструктора та забезпечення шорсткості отвору під штифт на рівні Ra 1,6 мкм є не обґрунтованою, що у подальшому потребує експериментального підтвердження, адже досягнення цього параметру не гарантує необхідної площі контакту у ШКЗ, а лише збільшує собівартість виготовлення ШКЗ.

### Список літератури

1. Дегтярьов І. М., Нешта А. О., Самардак М. П., Кононович В. М., Кушніров П. В., Бага В. М. та ін. Аналіз застосування конструкцій та області контакту штифтових конічних з'єднань з конусністю 1:50. *Технічні науки та технології*. 2021. №3(25) (у друці).
2. Меновщиков В. А., Козлов В. А. *Соединение деталей машин общего назначения: учебное пособие*. Красноярск: Изд-во Краснояр. гос. аграр. ун-та., 2019. 169 с.
3. Кондусь В. Ю., Котенко О. І. *Лопатеві насоси: навчальний посібник*. Суми: Сумський державний університет, 2021. 293 с.

4. Немецкие-стандарты URL: <https://p.dw.com/p/2pK0g> (дата звернення: 23.10.2021).
5. Obeidi M., McCarthy E., Kailas L., Brabazon D. Laser surface texturing of stainless steel 316L cylindrical pins for interference fit applications. *Journal of Materials Processing Technology*. 2018. № 252. P. 58-68. doi: 10.1016/j.jmatprotec.2017.09.016.
6. Ionica D., Galațanu S., Ionica A., Slavici T. Analysis of the insertion force in a Fork-Pin contact. *Materials Today: Proceedings*. 2021. № 45 (5). P. 4237-4241. doi: 10.1016/j.matpr.2020.12.197.
7. Sun Y., Hu W., Shen F., Meng O., Xu Y. Numerical simulations of the fatigue damage evolution at a fastener hole treated by cold expansion or with interference fit pin. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2016. № 107. P. 188-200. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.01.015.
8. Rosochowska M., Rosochowski A., Olejnik L. FE simulation of micro-extrusion of a conical pin. *International Journal of Material Forming*. 2010. № 3(1). P. 423-426. doi: 10.1007/s12289-010-0797-x.
9. Nachiar S., Shilpa P., Satyanarayanan K., Anandh S. Modeling and analysis of a pin jointed plane frame using Biomimicked structural elements. *Materials Today: Proceedings*. 2021. In Press, Corrected Proof. doi: 10.1016/j.matpr.2021.06.313.
10. Eberl L., Avila Gray L., Zaremba S., Drechsler K. The effect of fiber undulation on the strain field for pinned composite/titanium joints under tension. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2017. № 103. P. 148-160. doi: 10.1016/j.compositesa.2017.09.015.
11. Lee S., Jeong J., Ahn S., Lieu Q., Lee J. Performance of quadruplex module tensegrities using new pin-jointed connections. *Journal of Constructional Steel Research*. 2020. № 172. P. 105763-105774. doi: 10.1016/j.jcsr.2019.105763.
12. Hove van B.W.E.M., Soetens F. Experimental research on pinned connections in aluminium truss girders. *Aluminium Structures; Material related Structural Design (MSD) (Heron, Delft University of Technology)*. 2010. № 55(3). P. 59-77. doi: 10.3233/978-1-60750-586-0-129.
13. Дегтярев И. М., Нешта А. А., Самардак Н. Ф. К вопросу об области применения различных конструкций штифтовых соединений в машиностроении. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем - 2020 : тези доповідей. Національний університет «Чернігівська політехніка»*. 2020. с. 180-183.
14. Дегтярьов І. М., Нешта А. О., Самардак М. П., Парфенцев І. С. Порівняльний аналіз конструкцій конічних та циліндричних штифтових з'єднань. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем - 2021: тези доповідей. Національний університет «Чернігівська політехніка»*. 2021. с. 150-151.
15. Анурьев В. И. *Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1*. Москва: Машиностроение. 2015. 928 с.
16. Кравченко Л. С. *Размерный анализ при проектировании, изготовлении и сборке : учебное пособие*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. 352 с.

### References (transliterated)

1. Dehtiarov I. M., Neshta A. O., Samardak M. P., Kononovych V. M., Kushnirov P. V., Baga V. M. et. al. Analiz zastosuvannia konstruktarii ta oblasti kontaktu

- shtyftovykh konichnykh ziednan z konusnitiu 1:50 [Analysis of application of structures and contact area of pin joints with taper 1:50]. *Technical sciences and technologies*. 2021. Vol. 3, no. 25 (In print).
- Menovshchikov V. A., Kozlov V. A. *Soedinenie detalej mashin obshchego naznacheniya: uchebnoe posobie* [Connection parts of general purpose machines: a tutorial book], Krasnoyarsk. Krasnoyarsk Agricultural University Publ., 2019. 169 p.
  - Kondus V. Y., Kotenko O. I. *Lopatevi nasosy: navchalnyi posibnyk* [Vane pumps: a tutorial book]. Sumy. Sumy State University Publ., 2021. 293 p.
  - German standards: Available at: <https://p.dw.com/p/2pK0g> (accessed: 23.10.2021).
  - Obeidi M., McCarthy E., Kailas L., Brabazon D. Laser surface texturing of stainless steel 316L cylindrical pins for interference fit applications. *Journal of Materials Processing Technology*. 2018. Vol. 252, pp. 58-68, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2017.09.016.
  - Ionica D., Galațanu S., Ionica A., Slavici T. Analysis of the insertion force in a Fork-Pin contact. *Materials Today: Proceedings*. 2021. Vol. 45, no. 5, pp. 4237-4241, doi: 10.1016/j.matpr.2020.12.197.
  - Sun Y., Hu W., Shen F., Meng O., Xu Y. Numerical simulations of the fatigue damage evolution at a fastener hole treated by cold expansion or with interference fit pin. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2016. Vol. 107, pp. 188-200, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.01.015.
  - Rosochowska M., Rosochowski A., Olejnik L. FE simulation of micro-extrusion of a conical pin. *International Journal of Material Forming*. 2010. Vol. 3, no. 1, pp. 423-426, doi: 10.1007/s12289-010-0797-x.
  - Nachiar S., Shilpa P., Satyanarayanan K., Anandh S. Modeling and analysis of a pin jointed plane frame using Biomimicked structural elements. *Materials Today: Proceedings*. 2021. In Press, Corrected Proof, doi: 10.1016/j.matpr.2021.06.313.
  - Eberl L., Avila Gray L., Zarembo S., Drechsler K. The effect of fiber undulation on the strain field for pinned composite/titanium joints under tension. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2017. Vol. 103, pp. 148-160, doi: 10.1016/j.compositesa.2017.09.015.
  - Lee S., Jeong J., Ahn S., Lieu Q., Lee J. Performance of quadruplex module tensegrities using new pin-jointed connections. *Journal of Constructional Steel Research*. 2020. Vol. 172, pp. 105763-105774, doi: 10.1016/j.jcsr.2019.105763.
  - Hove van B.W.E.M., Soetens F. Experimental research on pinned connections in aluminium truss girders. *Aluminium Structures; Material related Structural Design (MSD) (Heron, Delft University of Technology)*. 2010. Vol. 55, no. 3, pp. 59-77, doi: 10.3233/978-1-60750-586-0-129.
  - Dehtiarov I., Neshta A., Samardak N. [On the question of the field of application of various designs of pin joints in mechanical engineering]. *Kompleksne zabezpechennia iakosti tekhnologichnykh protsesiv ta system. Materialy X mizhnarodnoi nauково-praktychnoi konferentsii. Ch. 1 (29–30 kvitnia 2020 r. Chernihiv)* [Complex safekeeping of technological processes and systems. Proceedings of the X International Scientific and Practical Conference. Ch. 1 (29–31 April 2020, Chernihiv)]. Chernihiv, ChNTU Publ., 2020, p. 180-183.
  - Dehtiarov I., Neshta A., Samardak N., Parfentsev I. [Comparative analysis of the design of conical and cylindrical pin joints]. *Kompleksne zabezpechennia iakosti tekhnologichnykh protsesiv ta system. Materialy XI mizhnarodnoi nauково-praktychnoi konferentsii. Ch. 1 (26–27 travnya 2021 r. Chernihiv)* [Complex safekeeping of technological processes and systems. Proceedings of the XI International Scientific and Practical Conference. Ch. 1 (26–27 May 2021, Chernihiv)]. Chernihiv, ChNTU Publ., 2021, p. 150-151.
  - Anuriev V. I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia* [Handbook of the constructor-mechanical engineer]. Moscow. Manufacturing, 2015. 928 p.
  - Kravchenko L. S. *Razmernyi analiz pri proektirovanii, izgotovlenii i sborke: Ucheb. posobie dlia studentov mashinostroitelnykh spetsialnostei*. [Dimensional analysis in design, manufacture and assembly: a tutorial book for students of engineering specialties], Kharkiv: NTU «KHPI» Publ., 2009. 352 p.

#### Відомості про авторів (About authors)

**Десятьоров Іван Михайлович** – канд. техн наук, Сумський державний університет, старший викладач кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів, м. Суми, Україна; ORCID: 0000-0001-8535-987X; e-mail: [ivan\\_dehtiarov@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:ivan_dehtiarov@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Ivan Dehtiarov** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer, Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, Sumy, UKRAINE; ORCID: 0000-0001-8535-987X; e-mail: [ivan\\_dehtiarov@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:ivan_dehtiarov@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Нешта Анна Олександрівна** – канд. техн наук, Сумський державний університет, старший викладач кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів, м. Суми, Україна; ORCID: 0000-0003-4072-5439; e-mail: [anna\\_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:anna_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Anna Neshta** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Assistant, Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, Sumy, UKRAINE; e-mail: [anna\\_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:anna_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Самардак Микола Пилипович** – інженер, ПАТ «Сумський завод «Насосенергомаш», м. Суми, Україна; e-mail: [samardaknik@gmail.com](mailto:samardaknik@gmail.com)

**Mykola Samardak** – engineer, PAO «Sumy plant «Nasosenergomash» Sumy, UKRAINE e-mail: [samardaknik@gmail.com](mailto:samardaknik@gmail.com)

**Кононович Віталій Миколайович** – Сумський державний університет, аспірант кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів, м. Суми, Україна; e-mail: [v.kononovych@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:v.kononovych@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Vitalii Kononovych** – PhD student Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, Sumy, UKRAINE; e-mail: [v.kononovych@tmvi.sumdu.edu.ua](mailto:v.kononovych@tmvi.sumdu.edu.ua)

**Клок Ярослав Васильович** – студент кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів, м. Суми, Україна; e-mail: [yarikkklok11@gmail.com](mailto:yarikkklok11@gmail.com)

**Yaroslav Klok** – student Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, Sumy, UKRAINE; e-mail: [yarikkklok11@gmail.com](mailto:yarikkklok11@gmail.com)

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

Дегтярьов І. М., Нешта А. О., Самардак М. П., Кононович В. М., Клок Я. В. Аналіз геометричних параметрів та технічних вимог до штифтових конічних з'єднань у вузлах насосів. *Вісник НТУ «ХПІ»*, Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». 2021. № 4 (10). С. 24-35. doi:10.20998/2413-4295.2021.04.04.

*Please cite this article as:*

Dehtiarov I., Neshta A., Samardak N., Kononovych V., Klok Y. Analysis of geometric parameters and technical requirements for pin conical joints in pump nodes. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2021, no. 4 (10), pp. 24-35, doi:10.20998/2413-4295.2021.04.04.

*Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

Дегтярев И. М., Нешта А. А., Самардак Н. Ф., Кононович В. Н., Клок Я. В. Анализ геометрических параметров и технических требований к штифтовым коническим соединениям в узлах насосов. *Вестник НТУ «ХПИ»*, Серія: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». 2021. № 4 (10). С. 24-35. doi:10.20998/2413-4295.2021.04.04.

**АННОТАЦИЯ** В статье проанализированы причины возникновения ситуации с появлением погрешностей изготовления и отсутствие необходимых технических требований для выполнения коническим штифтовым соединением его служебного назначения. Анализ выполнялся на основе геометрического построения сборочной размерной цепи из двух подлежащих соединению деталей и штифта конического с конусностью 1:50 по ГОСТ 9465-79, применяемого именно в штифтовых соединениях насосного оборудования. Геометрический анализ включал в себя выделение отклонений на линейные размеры и угловые отклонения. Значения угловых отклонений приводились к линейным значениям их проекций вдоль оси штифта для определения допуска на высоту выступания торца штифта над поверхностью сопрягаемых деталей. Также теоретически доказана необоснованность назначения показателя шероховатости отверстия под штифт на уровне Ra 1,6 мкм и его нецелесообразность при невозможности обеспечения необходимой длины контакта и предложено разрешение данного противоречия. Проведен детальный анализ технических требований чертежей узлов насосного оборудования, содержащих штифтовые конические соединения, и пункты соответствующих стандартов, что позволило выделить несоответствия требований и предложить рекомендации, выполнение которых обеспечит получение качественного соединения в соответствии с его служебным назначением. Анализ геометрических параметров штифтовых конических соединений впервые позволил определить зависимость высоты выступания торца штифта над поверхностью сопрягаемых деталей и допуска на данный параметр, а также предложить математические зависимости для их определения. Представленные зависимости могут использоваться на практике для обоснованного расчета при проектировании штифтовых конических соединений в узлах насосов и на машиностроительных предприятиях, где используются подобные соединения. Впервые представлено и обосновано определение величины допуска на размер отверстия под обработку коническими развертками, а также предложена формула расчета данного параметра, приведенная в рекомендациях для возможности их применения на предприятиях машиностроительного комплекса и в изделиях, в состав конструкции которых входят штифтовые конические соединения.

**Ключевые слова:** насосостроение; точность обработки; технологический процесс; конструкторская документация; конусность 1:50; величина натяга.

Надійшла (received) 23.11.2021