

УДК 621.822.174

DOI: 10.18372/0370-2197.4(109).20764

*О. Ю. ЖОСАН, Н.В. ЛАДОГУБЕЦЬ**Державний університет «Київський авіаційний інститут», Україна*

## ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОСТАТИЧНОЇ ЛІНІЙНОЇ ОПОРИ

*Розраховані геометричні параметри гідростатичних кишень в сталевих опорних елементах. Створена модель для аналізу розподілу гідростатичного тиску залежно від форми та розташування гідростатичних кишень. Встановлені значення шорсткості гранітної напрямної в залежності від зернистості абразиву. Вимірні значення прямолінійності та перпендикулярності несучої поверхні гранітної напрямної. Обрані попередні значення тиску та товщини несучої плівки лінійної опори. Досліджений розподіл тиску між напрямною та рухомою поверхнею в ANSYS Fluent, враховуючи значення шорсткості поверхні та геометричної форми гранітної напрямної. Одержано діаграми прогнозованих значень статичного тиску, жорсткості та несучої здатності гідростатичної лінійної опори відповідно до тиску насоса та в'язкості оливи. Результати досліджень актуальні при інтеграції конструкції у прецизійні верстати та прилади за рахунок доступності, економічної доцільності, простоти обробки, механічним властивостям поверхні граніту в порівнянні з металевими аналогами.*

**Ключові слова:** *гідростатичне змащення, гідростатичний тиск, гідростатичні кишені, прецизійна напрямна, граніт, олива, проектування.*

**Вступ.** Лінійні опори являються критичними компонентами, які використовуються у великій кількості приладів та верстатів. У більшості вузлів, які використовують мастильні матеріали, поверхні не мають ідеальної форми, тому шар мастильного матеріалу є необхідним для рівномірного розподілу навантаження. Опори можуть бути класифіковані за їх конструкцією, напрямком навантаження і типом змащування. Гідростатичне змащування являє собою рідинну плівку певної товщини (наприклад, вода, олива або повітря), яка забезпечує розділення несучих поверхонь статичної та рухомої частин за відсутності їх відносного руху. У гідростатичних опорах застосовується зовнішнє джерело тиску, яке подає мастильну рідину між двох поверхонь для створення і забезпечення стабільності несучої плівки незалежно від швидкості руху [1]. Товщина плівки більша за шорсткість поверхонь, тому вони не мають контактувати між собою за оптимальних умов експлуатації. Такий тип змащення забезпечує мінімальне тертя на невеликих лінійних швидкостях руху, високу жорсткість та несучу здатність, теоретично відсутнє зношування поверхонь, забезпечується також висока точність позиціонування, демпфування вібрацій та переміщення. Як результат, гідростатичні опори використовуються у верстатах і приладах, де необхідно передавати великі навантаження на невеликих швидкостях. Однак забезпечення високої якості та надійної конструкції вимагає проведення постійних досліджень.

Одним із варіантів економічно доцільного шляху виготовлення гідростатичних опор, збільшення їх популярності та доступності є заміна металевої напрямної на гранітну балку. Граніт габро широко використовується в метрології і успішно замінює чавунні та сталеві вимірювальні прилади, оскільки має більшу твердість (4.8 – 6.5 за шкалою Мооса), міцність на стиск (124 – 303 МПа), кращу оброблюваність, менший коефіцієнт теплового розширення (2 – 7

$\mu \cdot C^0$ ) та не змінює форму з часом. Модуль пружності граніту варіюється в межах від 70 до 110 ГПа [2], але за рахунок меншої густини (2810 – 3030  $\text{кг}/\text{м}^3$ ) є можливість виготовлення конструкцій з більшими поперечними перерізами, що забезпечує значно більшу жорсткість за аналогічної маси, порівнюючи з металевими напрямними. Габро використовується як матеріал для напрямних газостатичних опор у координатно-вимірювальних машинах, однак його трибологічні властивості за гідростатичних умов з використанням оливи досліджені не повністю, що визначає актуальність даного питання.

**Огляд публікацій та аналіз невирішених проблем.** Впровадження гідростатичних опор у прецизійні верстати є важливим для отримання високої точності та якості обробки. Відсутність тіл кочення та концентрації напружень забезпечує плавність руху, позиціонування, теоретично відсутнє тертя на мінімальних лінійних швидкостях руху та збереження трибологічних властивостей системи на тривалий час експлуатації.

У роботі [3] проведені розрахунки потоку між двома паралельними поверхнями на базі рівняння Нав'є-Стокса. Були встановлені умови, за яких мастильний матеріал проявляє властивості ньютонівської рідини, зберігає сталу густину та в'язкість при певній температурі. Профіль швидкості рідини становить:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left( y^2 - \frac{h^2}{4} \right), \quad (1)$$

де  $u$  – швидкість рідини вздовж паралельних поверхонь (м/с),  $\mu$  – в'язкість ( $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ ),  $p$  – тиск ( $\text{Н}/\text{м}^2$ ),  $h$  – зазор між поверхнями (м).

За умов постійної об'ємної витрати оливи, витрата  $Q$  може бути визначена:

$$Q = - \frac{\omega h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}, \quad (2)$$

де  $\omega$  – ширина паралельних поверхонь перпендикулярно потоку оливи (м).

Зміну тиску  $dp$  можна розрахувати за формулою:

$$dp = -Q \frac{12\mu}{\omega h^3} dx. \quad (3)$$

Від'ємне значення в (3) свідчить, що тиск зменшується в напрямку потоку.

Тиск може бути визначений шляхом інтегрування  $x$  від 0 до  $L$  за умови, що тиск на виході дорівнює нулю:

$$p = \frac{12\mu L}{\omega h^3} Q, \quad (4)$$

де  $L$  – довжина змочування паралельно до потоку (м).

Відповідно до формули (4) можна визначити значення опору рідини між двох паралельних поверхонь:

$$R = \frac{12\mu L}{\omega h^3}, \quad (5)$$

де  $R$  – опір рідини (кг/с).

Гідростатичні опори зазвичай складаються з заглиблень, які відповідають за несучі властивості поверхні ковзання і називаються кишнями. Вони оточені піднятими ділянками і тиск всередині вважається постійним на всю глибину. Це припущення виходить з формули (3). Тиск оливи при витіканні з кишні спадає до атмосферного (залежить від зовнішнього середовища). Навантаження від тиску рідини  $W$ , яке діє на поверхню опори, враховуючи геометричну форму кишні та розмірів обмежуючих ділянок (рис. 1), може бути обчислене за формулою:

$$\begin{aligned}
 W &= W_{\text{ліва ділянка}} + W_{\text{кишеня}} + W_{\text{права ділянка}} \\
 &= \frac{1}{2} \omega p_r L_{\text{ліва ділянка}} + \omega p_r L_{\text{кишеня}} + \frac{1}{2} \omega p_r L_{\text{права ділянка}}
 \end{aligned}
 \quad (6)$$

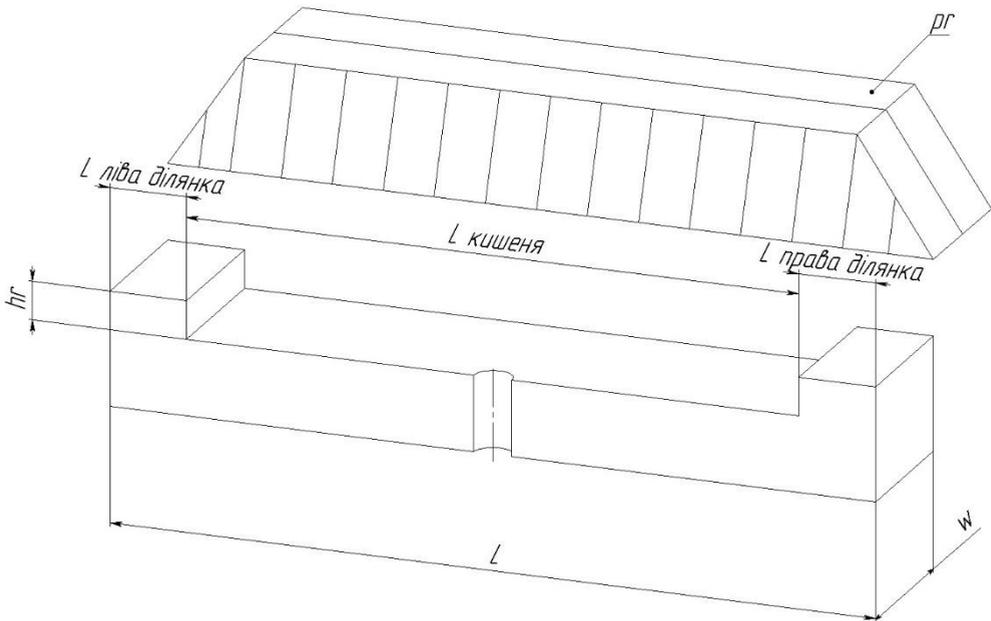


Рис. 1. Основні розміри гідростатичної кишені та опори.

Для порівняння різних конструкцій опор, в роботі [3] була використана формула для вимірювання продуктивності на основі безрозмірних величин. Питому ефективність несучої здатності можна визначити як:

$$\bar{F} = \frac{F_y}{p_s L \omega}, \quad (7)$$

де  $F_y$  – несуча здатність (Н),  $p_s$  – тиск насоса (Н/м<sup>2</sup>),  $L \omega$  – площа несучої опори (м<sup>2</sup>).

Питома жорсткість визначається як відношення питомої ефективності несучої здатності  $\bar{F}$  до зміни товщини плівки:

$$\bar{K} = \frac{\bar{F} h}{\delta}, \quad (8)$$

де  $\delta$  – зміщення паралельних поверхонь під дією навантаження (м).

Оскільки при русі гідростатичної опори відбувається зсув між шарами мастильної рідини з появою втрат на тертя ковзання, це призводить до збільшення температури оливи. Потужність тертя визначається як величина, необхідна для зсуву рідини, коли дві паралельні поверхні рухаються відносно одна одної і визначається як:

$$H_f = \mu U^2 \left( \frac{A_l}{h} + \frac{4A_r}{h_r} \right), \quad (9)$$

де  $U$  – відносна швидкість поверхонь (м/с),  $A_l$  – площа поверхонь (м<sup>2</sup>),  $A_r$  – площа кишень (м<sup>2</sup>),  $h_r$  – глибина кишені (м).

Потужність джерела тиску або потужність, яка необхідна для прокачування рідини, може бути визначена за формулою:

$$H_p = p_s Q = \frac{p_s^2}{R}. \quad (10)$$

Повна потужність, яка буде розсіяна системою дорівнює:

$$H_t = H_f + H_p. \quad (11)$$

У роботі [4] було досліджено вплив форми гідростатичної кишені на значення статичного тиску, несучої здатності, жорсткості та товщину плівки мастильної рідини. Аналіз був проведений на результатах моделювання, отриманих в ANSYS Fluent, для гідростатичної опори 100 x 59.4 мм, діаметру отвору подачі рідини 3 мм. Встановлено, що збільшення кількості кишень прямокутної форми призводить до збільшення статичного тиску. Кишеня з конічним звуженням до отвору подачі оливи забезпечує більший статичний тиск та несучу здатність, що забезпечується за рахунок зменшення поперечного перерізу, що дозволяє ефективніше розподіляти тиск на більшу площу контакту. Однак зі збільшенням кількості таких кишень зменшується статичний тиск. Зі збільшенням товщини мастильного шару статичний тиск та жорсткість зменшувались для всіх проаналізованих конструкцій. Прямокутна форма забезпечує середні значення тиску та витрати, тому їх розрахунок, прогнозування динамічних властивостей, виготовлення та експлуатація вважаються економічно доцільнішими.

Експлуатація гідростатичних лінійних опор залежить від постійної подачі мастильної рідини під тиском від зовнішнього джерела. Відмова насосу спричинює безпосередній контакт несучих поверхонь, знос, пошкодження або заклинювання поверхонь ковзання, що призведе до незворотної втрати точності та передбачуваності в роботі системи. Звичайні умови експлуатації гідростатичних опор не вимагають спеціальних матеріалів для поверхонь ковзання, оскільки шар мастильної рідини повністю їх розділяє. Однак необхідно враховувати критичні умови роботи вузла і правильно підібрані матеріали поверхонь можуть істотно зменшити наслідки несправності.

У роботі [5] встановлено, що конструкційна сталь та алюмінієва бронза мають найменший питомий режим зносу рухомої поверхні ковзання на рівні  $(1...5) \cdot 10^{-7}$  та  $(2...7) \cdot 10^{-6}$  мм<sup>3</sup>/Н·м, оскільки з досліджуваної вибірки матеріалів вони найтвердіші. При оцінці антифрикційних властивостей встановлено, що мінімальний коефіцієнт тертя при швидкості ковзання 0.2 м/с встановлено для політетрафторетилену та олов'яного сплаву (0.01), більші значення у олов'яної та алюмінієвої бронзи (0.02) та конструкційної сталі (0.07). У випадку переходу трибосистеми до сухого контакту в роботі описано зміну топографії поверхні. Найменшу зміну шорсткості показав зразок із конструкційної сталі (без змін Ra 0.8 мкм), зразок з алюмінієвої бронзи був припрацьований з тенденцією до зменшення шорсткості з Ra 0.6 до Ra 0.3 мкм. В цілому, олов'яні сплави найкраще задовольняють всім експлуатаційним умовам, однак з ціллю зменшення вартості вузла можна також використовувати конструкційну сталь.

**Метою роботи** є отримання геометричних параметрів компонентів гідростатичної напрямної, необхідних для виготовлення повно розмірного стенду для практичного дослідження трибологічних властивостей граніту в умовах гідростатичного змащення.

**Матеріали та методика дослідження.** У якості напрямної було обрано матеріал габро довжиною 630 мм та поперечним перерізом 100 x 80 мм (рис. 2). Матеріал був обраний через розповсюдженість у метрологічних приладах,

високої міцності на стиск, низької пористості, високої твердості та температурної стабільності. Геометричні параметри були обумовлені стандартними довжинами прецизійних метрологічних гранітних лінійок, а поперечний переріз розповсюдженістю заготовок та мінімальних витрат на виготовлення деталі.

Напрямна була притерта чавунними притирами з абразивами карбїду кремнію (від 40/28 мкм до 3/2 мкм) та алмазним порошком (1/0 мкм). Притири мають прямокутну (630 x 80 мм) та круглу форму, діаметром 150 мм з розподілом на квадрати розміром 10 x 10 мм. Кругла форма дозволяє нівелювати похибки обох поверхонь за рахунок обертання притиру відносно центру. Була виготовлена суспензія на гліцеринно-водному розчині з об'ємним відсотком абразиву до 20%. Використання абразиву зі зерном 3/2 мкм дозволяло чітко контролювати притирання поверхні з кроком до 0.5 мкм.



Рис. 2. Гранітна балка та використані прилади для притирання і доведення: 1 – індуктивна вимірювальна система з керамічними калібрувальними мірами TESA; 2 – гранітна плита Planolith з електронними рівнями та мікротаторами CEJ; 3 – профілометр Mahr з калібрувальними зразками Massi; 4 – інші прилади: ампульні рівні, ультразвуковий твердомір, мікрометри; 5 – гранітна прямна.

Вимірювання прямолінійності було проведено за методом диференційних рівнів. Для цього балка була зорієнтована на 3 кулях абсолютно горизонтально у двох площинах відповідно до рівнів, використовуючи регульовані опори для оптичних приладів (рис. 3). Жорсткості столу було достатньо для коротких вимірювань з похибкою до  $\pm 4$  мкм/м. Регульовальні опори забезпечують чіткий контрольований нахил напрямної з кроком  $\pm 1$  мкм/м.



Рис. 3. Стенд для вимірювання геометрії поверхонь гранітної балки.

Були використані два прецизійні інженерні рівні Level Developments EEL-125 з роздільною здатністю 0.5 мкм/м та похибкою 2 мкм/м за умов абсолютного горизонту. База рівня має довжину 125 мм, що дає можливість вимірювання прямолінійності напрямної зі значенням 0.125 мкм на 1 мкм/м. Один рівень (базовий, рис. 4) був виставлений у нульове положення вздовж лінії вимірювання. Він контролює нахил стелу та опори від ваги другого рівня, руху та деформації навколишнього середовища. Другий рівень (рис. 4) переставляється крок за кроком, зберігаючи послідовність зон вимірювання. Значення обох приладів диференціюються, таким чином можна розділити похибку від нахилу стелу та прямолінійність поверхні. Рівні використовувались для визначення абсолютної площинності, кручення та паралельності протилежних сторін.



Рис. 4. Виставлення балки в горизонтальне положення (а), покрокове вимірювання поверхні (б).

Для визначення перпендикулярності до бази був обраний метод порівняння нахилу протилежних паралельних сторін гранітної балки за допомогою індуктивної системи лінійних вимірювань TESA Tesatronic TTA60 зі щупами GT22 та GT31 на гранітній перевірочній плиті класу точності 0. Шорсткість граніту (табл. 1) після притирання визначалась голковим профілометром Mahr Perthometer M2Pi, відкалібрований по зразкам шорсткості (рис. 5). Оскільки граніт є композитом, який включає мінерали різної твердості та розмірів, під час притирання відбувається процес винесення невеликих зерен незакріпленим абразивом з утворенням локальних заглиблень до 40 мкм. Діаметр дефекту зазвичай має діаметр до 200 – 400 мкм.

Таблиця 1

Значення шорсткості граніту на 4-ьох сторонах

Номер заміру	Ra, мкм	Rz, мкм
1	0.21	2.93
2	0.19	2.39
3	0.14	1.73
4	0.12	1.15
5	0.20	2.37

Для виготовлення каретки буде використана конструкційна сталь 45 товщиною 20 мм, оскільки вибір матеріалу задовольняє економічні та виробничі умови. Для спрощення конструкції з метою точного виготовлення та позиціонування, каретка матиме форму коробки, яка складається з 4 деталей. Поверхня кожної пластини буде фрезерована, шабрована та притерта до

значення Rz 0.8 мкм на ділянці 4.8 мм. Основна мета позиціонування та точності геометричної форми полягає у стабільності зазору між паралельними несучими поверхнями.



Рис. 5. Прилад Mahr Perthometer M2Pi для вимірювання шорсткості поверхні.

Відповідно до формул (1...11) було задано первинні параметри гідростатичної опори (табл. 2). Одним з важливих параметрів є товщина плівки. Прийнято, що сумарне значення шорсткості та площинності напрямної має складати не більше 10% товщини плівки [6]. Враховуючи середнє значення Rz 2.114 мкм та відхилення поверхні в 2 мкм, шар оливи має бути приблизно 20 мкм. Оскільки балка має поперечний переріз 100 x 80 мм було обрано розрахувати гідростатичну несучу частину на ширшу сторону 100 мм. Для вимірювання можливого зносу або зміни топографії поверхні будуть залишені неактивні зони по сторонам шириною 5 мм. У якості джерела тиску буде використано зубчастий насос з подачею оливи до 40 бар. Гідравлічна система включатиме фільтр тонкої очистки, зворотній клапан, аварійний клапан, гідроакумулятор на 1л, реле тиску, термометр, манометр, мікро витратомір, розподільник на 4 споживачі. Система циркуляції має бути замкненою, олива з гідростатичної напрямної повертатиметься в бак, після чого цикл очищення та нагнітання рідини повторюється.

Таблиця 2

**Теоретичні вхідні параметри гідростатичної опори**

Параметр	Позначення	Значення для розрахунку
Повна довжина опори	L, м	0.12
Повна ширина опори	$\omega$ , м	0.07
Тиск рідини	p, МПа	4
Товщина плівки	h, мкм	20
В'язкість оливи VG15, густина 850 кг/м <sup>3</sup>	$\mu$ , Н·с/м <sup>2</sup>	0.01275
Ширина лівої та правої обмежувальних ділянок	L <sub>ділянок</sub> , м	0.007
Довжина кишені	L <sub>кишеня</sub> , м	0.106
Ширина кишені	$\omega$ <sub>кишеня</sub> , м	0.056
Глибина кишені	h <sub>г</sub> , м	0.003

**Результати досліджень та їх аналіз.** На основі розрахунку за формулами (1...11) отримано параметри гідростатичної опори (табл. 3).

Таблиця 3

**Теоретичні розрахункові параметри гідростатичної опори**

Параметр	Позначення	Значення для розрахунку
Опір змащувальної рідини	R, кг/с	$3.27 \cdot 10^{13}$
Витрата змащувальної рідини через зазор	Q, м <sup>3</sup> /с	$1.22 \cdot 10^{-7}$
Навантаження оливи на паралельні поверхні	W, Н	25704
Питома ефективність несучої здатності	$\bar{F}$	0.765
Витрати потужності на терті оливи при $U = 0.2 \text{ м/с}$	H <sub>f</sub> , Вт	0.218
Витрати на прокачуванні оливи при $U = 0.2 \text{ м/с}$	H <sub>p</sub> , Вт	0.448
Повні витрати при $U = 0.2 \text{ м/с}$	H, Вт	0.706

Враховуючи результати дослідження [4] та проведений аналіз методів виготовлення і обробки гідростатичних кишень, було обрано прямокутну форму з 4 кишнями глибиною 3 мм (рис. 6). Профіль заглиблення буде оброблений кінцевою фрезою  $\varnothing 10$  мм з радіусним дном R 1 мм. Отвір подачі рідини буде розгорнутий з  $\varnothing 3$  мм. Для перевірки гідростатичних властивостей поверхні було спроектовано одну з чотирьох сталевих пластин з об'ємом для утримання оливи, змодельовано геометрію змащувальної рідини, яка займатиме отвір подачі, внутрішній об'єм гідростатичної кишень та півку навколо піднятих ділянок у зазорі з гранітною балкою.

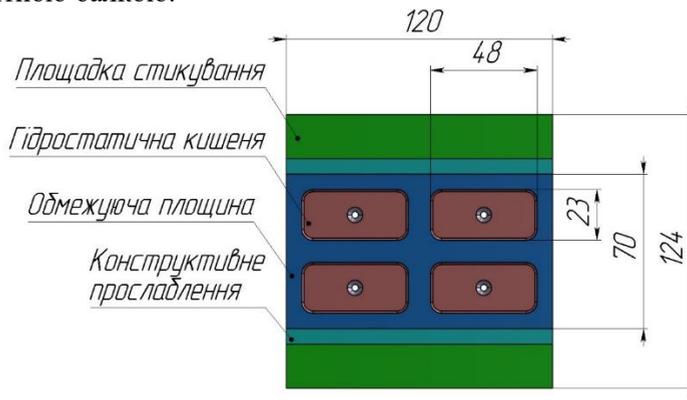


Рис. 6. Основні геометричні елементи та розміри однієї сталеві поверхні ковзання.

Повна конструкція каретки з 4-ма гідростатичними пластинами матиме вигляд, представлений на рис. 7. Передбачається, що досягнення конструктивного зазору 20 мкм на сторону буде досягнуто шабруванням та контролем індуктивною системою, зберігаючи паралельність та перпендикулярність базових площин відносно гранітної напрямної. Пластини будуть з'єднані гвинтами М8 з позиціонуванням на кінцевих штифтах після

фінальної вивірки. На зовнішній стороні пластин будуть передбачені технологічні ділянки для закріплення обладнання, оснастки чи механізмів.

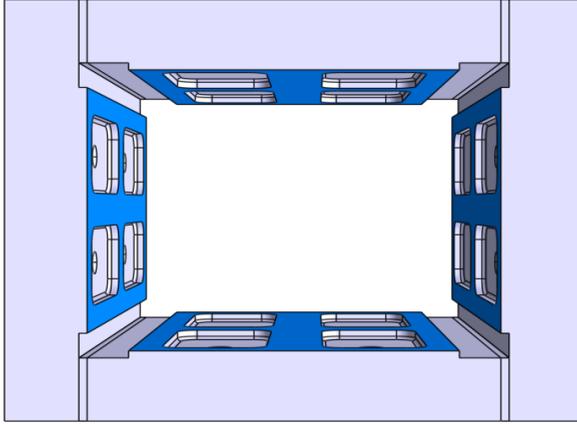


Рис. 7. Каретка гідростатичної напрямної коробкового типу.

Для аналізу гідростатичних параметрів спроєктованої форми під утримання оливи було зроблено модель рідини (рис. 8). Умови аналізу враховують вхідний тиск, обмежуючі поверхні рідини, вихідний тиск, який дорівнює атмосферному та в'язкість рідини. Вплив шорсткості був включений на етапі підбору зазору для плівки.

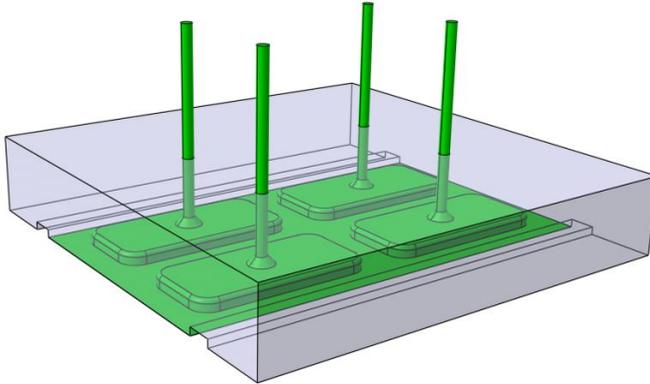


Рис. 8. Модель поширення оливи під тиском.

Для 2Д аналізу потоку оливи була створена сітка, яка ділить площу поперечного перерізу на кінцеві елементи. Щоб отримати максимально достовірні результати витoku рідини через зазор між поверхнями, товщина плівки 20 мкм була поділена на 50 частин (рис. 9).

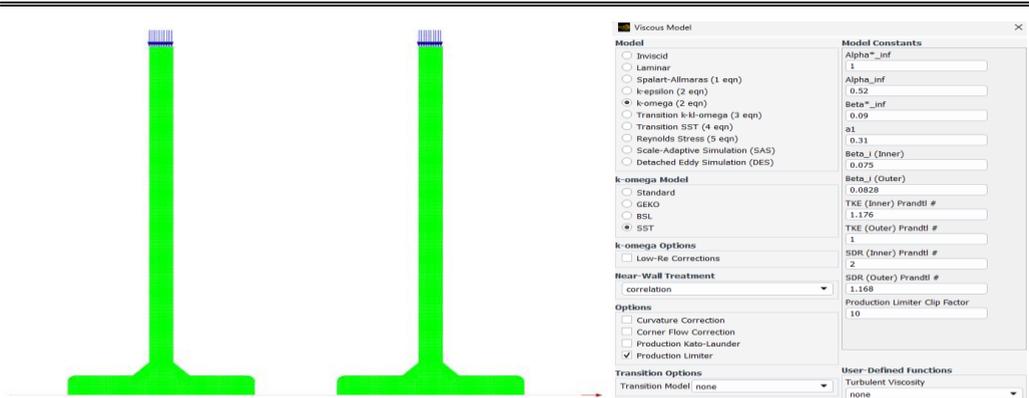


Рис. 9. Сітка для розрахунку. Синім вказано подачу тиску (inlet), червоним – вихід тиску (outlet), зеленим – олива (fluid). Справа вказані умови моделі розрахунку.

Отримане після 2D CFD-моделювання в ANSYS Fluent поле статичного тиску дало змогу проаналізувати особливості роботи гідростатичної опори та оцінити вплив геометрії кишені на навантажувальну здатність рухомої поверхні. Розподіл тиску в межах досліджуваної кишені є рівномірним і чітко структурованим: у зоні входу мастильного матеріалу зафіксовано підвищені значення тиску, тоді як у напрямку виходу його рівень плавно зменшується (рис. 10). Лінії стінок засвідчують формування типового для кишені контуру гідростатичного поля – максимальний тиск локалізується переважно в центральній частині заглиблення, а градієнт тиску знижується до периферії. Такий характер розподілу є очікуваним для опор із плоским зазором і підтверджує коректність заданих граничних умов.

Інтегрування поля тиску дає можливість оцінити несучу здатність опори. Оскільки симуляція виконана у 2D на одиницю ширини, результати дозволяють обчислити силу, що створюється кишенею, як інтеграл тиску по площі моделі. Таке чисельне інтегрування формує основу для подальшого визначення жорсткості гідростатичної опори, оскільки зміна зазору в аналогічній моделі дає можливість одержати залежність  $F(h)$  і оцінити жорсткість як похідну  $dF/dh$ . Досліджений розподіл тиску вказує на достатній запас несучої спроможності, а характер зміни поля підтверджує, що кишеня працює переважно у режимі гідростатичної опори із стабільною плівкою. Несуча здатність вздовж лінії гранітної балки становить  $F_y = 23999.62$  Н.

Контур градієнта тиску демонструє наявність декількох зон із підвищеними локальними змінами тиску. Найбільший градієнт спостерігається безпосередньо біля вхідного отвору, де олива переходить від високого тиску подачі до розподілу в кишені. Саме ця ділянка визначає ефективність енергетичного перетворення і втрати в системі. Натомість у центральній частині опори градієнт практично вирівнюється, що свідчить про стабілізацію потоку та мінімальні зсувні напруження – важлива умова для формування стабільної несучої плівки. Також у кутових ділянках кишені видно зони зниженої зміни тиску, що є типовим для прямокутних та квадратних форм і може бути використано для подальшої оптимізації.

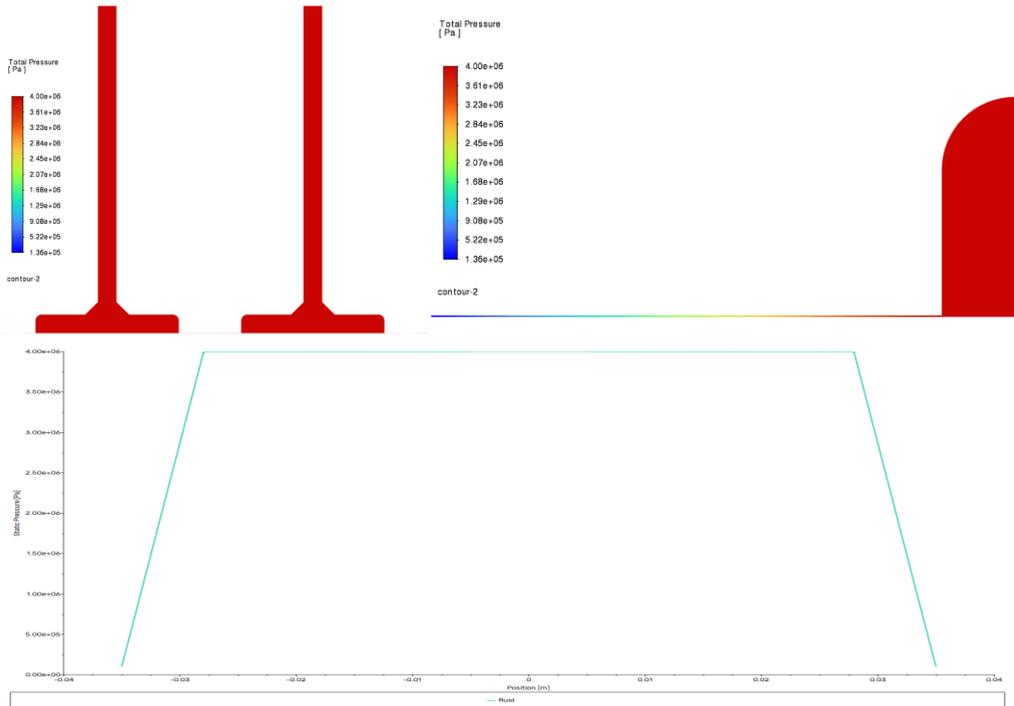


Рис. 10. Градієнт та графік розподілу гідростатичного тиску від довжини несучої поверхні. Тиск зменшується до атмосферного у шарі мастильного матеріалу, оскільки збільшується відстань від кишені.

Окрім сили, отримане поле тиску дозволяє оцінити й інші експлуатаційно важливі параметри. Зокрема, мінімальний тиск у кишені дає змогу перевірити відсутність зон, близьких до тиску насичення, що могло б спричинити кавітаційні явища. Виявлений розподіл тиску демонструє, що найнижчі значення локалізуються у вихідній ділянці, однак вони залишаються значно вищими за поріг виникнення кавітації, що підтверджує стабільність гідростатичної плівки. Загальний аналіз показує, що отримані CFD-результати дають повну картину роботи гідростатичної опори при заданих геометричних параметрах. Вони дозволяють кількісно оцінити розподіл тиску, інтегральну силу, стабільність мастильної плівки, а також виявити потенційні зони локальних втрат. Саме ці дані є базою для подальшої оптимізації глибини та площі кишені, положення входу та діаметра отворів подачі – параметрів, які безпосередньо впливають на жорсткість, витрати мастильного матеріалу та довговічність роботи гідростатичної опори.

На основі контуру швидкості потоку оливи також можливе визначення питомої витрати оливи та її ефективності відносно створюваної сили. Співвідношення  $Q/F$  на основі CFD-даних дозволяє оцінити економічність роботи кишені та обрати оптимальний діаметр вхідного отвору. За характером швидкості рідини видно (рис. 11), що найбільша швидкість створюється на подолання локального прискорення потоку біля зазору в 20 мкм, що є типовим для конструкцій із різким зменшенням висоти зазору.

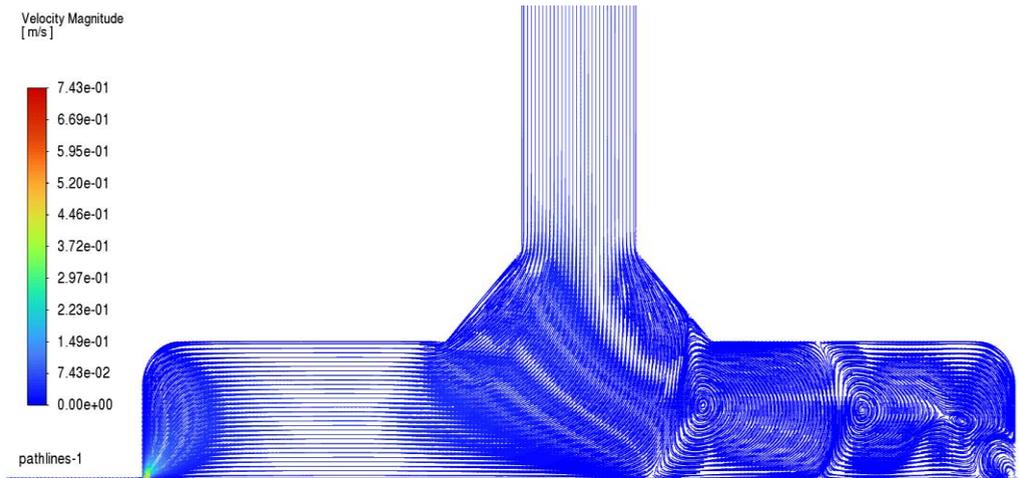


Рис. 11. Швидкість та шлях руху оливи з точки подачі.

Отже, отримані поля дають підстави до оптимізації діаметра отвору або глибини кишені з метою зменшення витрат при збереженні несучої здатності.

### Висновки

1. Встановлено, що гідростатичну опору можна виконати з граніту, у якості матеріалу для напрямної, та з конструкційної сталі для рухомої несучої деталі. Були визначені основні геометричні параметри для виготовлення повно розмірного стенду для практичного дослідження вузла. Після визначення шорсткості та точності поверхні гранітної балки, попередньої розробки гідравлічної системи, введення первинних значень було створено 3Д модель для аналізу властивостей опори в ANSYS Fluent.

2. Графік розподілу тиску демонструє досить рівномірний розподіл несучої здатності півки вздовж довжини опори. Отримане значення підйімальної сили дорівнює 23.999 кН, що визначає похибку в 6,6% від теоретичного значення.

3. Візуалізація контуру швидкості оливи показує критичні ділянки, які вимагають подальшої оптимізації. Однак отримані геометричні параметри є задовільними для виготовлення та збірки стенду.

### Список літератури

1. R. Bassani, B. Piccigallo. Hydrostatic Lubrication. 22nd ed. Elsevier Science & Technology. Amsterdam 1992. ISBN 9780080875866.
2. E. M. Winkler. Stone: Properties, Durability in Man's Environment, Second Edition. Springer-Verlag. New York. 1975.
3. A. R. Wong. Design of Low Cost Hydrostatic Bearing. MIT. 2012.
4. Marwa M. El-Sayed, Masoud Ibrahim, Aiea A. Elhabak, Ahmed. S. A. Abou Taleb. Computational fluid dynamics analysis to improve hydrostatic thrust bearings: number of pockets and shape configuration analysis. *Journal of Engineering and Applied Science* 72:121. 2025. <https://doi.org/10.1186/s44147-025-00696-8>
5. Michalec, M., Daněk, L., Foltýn, J., Svoboda, P., Gachot, C., Hartl, M. and Křupka, I. Comparative Wear and Friction Analysis of Sliding Surface Materials for Hydrostatic Bearing

---

under Oil Supply Failure Conditions. *Adv. Eng. Mater.* 2401733. 2025  
<https://doi.org/10.1002/adem.202401733>

6. Foltýn, Jan & Maccioni, Lorenzo & Michalec, Michal & Concli, Franco & Svoboda, Petr. Uncertainty analysis of hydrostatic bearing working conditions with experimental, CFD, and analytical approach. *Forschung im Ingenieurwesen*. p89. 2025. 10.1007/s10010-025-00836-9.

Стаття надійшла до редакції 22.11.2025.

**Жосан Олександр Юрійович** – аспірант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет «Київський авіаційний інститут», пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 70, E-mail: [5679249@stud.kai.edu.ua](mailto:5679249@stud.kai.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-4649-8222>

**Ладогубець Наталія Віталіївна** – доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Державний університет «Київський авіаційний інститут», пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 70, E-mail: [ladohubets.nataliia@npp.kai.edu.ua](mailto:ladohubets.nataliia@npp.kai.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-4321-3201>,

---

O. ZHOSAN, N. LADOHUBETS

### HYDROSTATIC LINEAR GUIDE DESIGN

The geometric parameters of the hydrostatic pockets in the structural steel bearing elements have been calculated. A model has been developed for analyzing the distribution of hydrostatic pressure depending on the shape and arrangement of the hydrostatic pockets. The surface roughness values of the granite guideway have been established as a function of abrasive grit size. The straightness and perpendicularity of the load-carrying surface of the granite guideway have been measured. Preliminary values of pressure and film thickness for the linear hydrostatic bearing have been selected. The pressure distribution between the guideway and the moving surface has been investigated in ANSYS Fluent, taking into account the measured surface roughness and the geometric configuration of the granite guideway. Diagrams of the predicted static pressure, stiffness and load-carrying capacity of the hydrostatic linear bearing have been obtained as functions of the operating pump pressure and oil viscosity. The results are relevant for the integration of the design into precision machine tools and instruments due to the accessibility, cost-effectiveness, ease of manufacturing, and advantageous mechanical properties of granite compared to metallic analogues.

**Keywords:** hydrostatic lubrication, hydrostatic pressure, hydrostatic pockets, precision guide, granite.

### References

1. R. Bassani, B. Piccigallo. Hydrostatic Lubrication. 22nd ed. *Elsevier Science & Technology*. Amsterdam 1992. ISBN 9780080875866.
2. E. M. Winkler. Stone: Properties, Durability in Man's Environment, Second Edition. *Springer-Verlag*. New York. 1975.
3. A. R. Wong. Design of Low Cost Hydrostatic Bearing. MIT. 2012.
4. Marwa M. El-Sayed, Masoud Ibrahim, Aiea A. Elhabak, Ahmed. S. A. Abou Taleb. Computational fluid dynamics analysis to improve hydrostatic thrust bearings: number of pockets and shape configuration analysis. *Journal of Engineering and Applied Science* 72:121. 2025. <https://doi.org/10.1186/s44147-025-00696-8>
5. Michalec, M., Daněk, L., Foltýn, J., Svoboda, P., Gachot, C., Hartl, M. and Krupka, I. Comparative Wear and Friction Analysis of Sliding Surface Materials for Hydrostatic Bearing under Oil Supply Failure Conditions. *Adv. Eng. Mater.* 2401733. 2025 <https://doi.org/10.1002/adem.202401733>
6. Foltýn, Jan & Maccioni, Lorenzo & Michalec, Michal & Concli, Franco & Svoboda, Petr. Uncertainty analysis of hydrostatic bearing working conditions with experimental, CFD, and analytical approach. *Forschung im Ingenieurwesen*. p89. 2025. 10.1007/s10010-025-00836-9.

**Oleksandr Zhosan** – graduate student of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: [5679249@stud.kai.edu.ua](mailto:5679249@stud.kai.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-4649-8222>.

**Nataliia Ladohubets** – associate professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, State University "Kyiv Aviation Institute", 1 LubomyraHuzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: [Ladohubets.nataliia@npp.kai.edu.ua](mailto:Ladohubets.nataliia@npp.kai.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-4321-3201>