

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Розробка та дослідження гідростатичних опор
супорта токарного верстата**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВм-61

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Захарія О.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник _____

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри _____

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2022

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. КОНСТРУКЦІЇ ТА ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР У ВЕРСТАТАХ	
1.1. Особливості сучасних токарних верстатів з гідростатичними опорами	9
1.2. Застосування гідростатичних опор в металорізальних верстатах	18
1.3. Конструкції та схеми живлення гідростатичних напрямних	23
1.3.1 Гідростатичні напрямні із дросельним регулюванням	24
1.3.2 Напрявні з живленням кожної опори від насоса (або дозатора) постійного розходу	26
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНИХ НАПРЯМНИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ	
2.1.1. Розрахунок експлуатаційних параметрів токарних верстатів	29
2.1.2 Безрозмірний вигляд вихідного диференціального рівняння	30
2.1.3 Методи реалізації вихідних рівнянь	38
2.1.4 Умови, що визначають точність вирішення завдання	42
2.2 Розрахунок експлуатаційних параметрів гідростатичних напрямних токарного верстата	43
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ГІДРОСТАТИЧНИХ НАПРЯМНИХ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА	
3.1 Конструкція й експлуатація верстата	
3.1.1. Загальні відомості про верстат	47
3.1.2. Загальне компонування та особливості верстата	47
3.1.3. Короткий опис основних частин верстата	49
3.2 Розробка конструкцій напрямних поздовжнього й поперечного переміщення	53
3.2.1 Вибір геометричних параметрів камер	
3.3 Теоретичне моделювання деформованого стану супорта токарного верстата	55
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	60
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	71
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	72

АНОТАЦІЯ

Захарія О.О. Розробка та дослідження гідростатичних опор супорта токарного верстата. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

В роботі наведено існуючі конструкції токарних верстатів, розглянуті конструкції гідростатичних напрямних і систем їхнього живлення; виконаний аналіз існуючих методик розрахунку й моделювання гідростатичних напрямних; поставлені завдання дослідження. Розроблена методика розрахунку експлуатаційних параметрів гідростатичних напрямних, заснована на реалізації рівняння гідродинамічної теорії мащення, рівняння Рейнольдса; дані рекомендації з вибору геометричних параметрів камер підведення змащення; виконаний розрахунок горизонтальних напрямних супорта токарного верстата. Виконане моделювання роботи супорта з підвищеними навантаженнями, здійснений аналіз отриманих значень деформацій.

Ключові слова: ТОКАРНИЙ ВЕРСТАТ, ГІДРОСТАТИЧНА НАПРЯМНА, КАМЕРА, СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ, ЗМАЩЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

ANNOTATION

Zakharia O. Development and study of a lathe hydrostatic supports. Qualification work for the degree of "master" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2022. The work presents existing designs of lathes, considered designs of hydrostatic guides and their power supply systems; the analysis of existing methods of calculation and modeling of hydrostatic guides was performed; set research tasks.

A method of calculating operational parameters of hydrostatic guides has been developed, based on the implementation of the equation of the hydrodynamic theory of lubrication, the Reynolds equation; given recommendations on the selection of geometric parameters of lubrication supply chambers; the calculation of the horizontal guides of the lathe caliper has been performed. Simulation of the work of the caliper with increased loads was carried out, the analysis of the obtained deformation values was carried out.

Key words: LATHE, HYDROSTATIC DIRECT, CAMERA, POWER SYSTEM, LUBRICATION, PERFORMANCE CHARACTERISTICS.

ВСТУП

Ефективність промислового виробництва багато в чому визначається рівнем оснащення його технікою високої надійності та довговічності. Через підвищення вимог до якості продукції на даний час висуваються підвищені нові вимоги до технічного рівня, надійності, точності металорізального устаткування.

Підвищення точності верстатів, як відомо, насамперед, виключає окремі операції наступної обробки, тобто збільшує загальну продуктивність механічної обробки. До того ж, підвищення точності та зміна шорсткості поверхні деталей деякою мірою впливає на якість деталей та техніко-економічні характеристики при експлуатації.

Застосування опор кочення має певну межу по точності, тому що джерелами зсуву (порушення) заданої траєкторії руху є геометричні поверхні тіл кочення, зміни розподілу сил у підшипниках внаслідок зміни положення тіл кочення щодо лінії дії зовнішнього навантаження, а також через наявність деформацій як самих тіл кочення, так і поверхонь деталей. При збільшенні натягу в опорах кочення точність обертання підвищується тільки до деякої межі. Така ж картина спостерігається й для лінійних опор кочення. До того ж, у верстатах з ЧПК направляючі кочення не отримали значного поширення внаслідок високої вартості великогабаритних роликів підшипників і дуже високих вимог до точності поверхонь, що з'єднуються із підшипниками.

Аналіз інформації, отриманої при проектуванні, виготовленні й експлуатації верстатів, дозволив виявити один з найбільш ефективних шляхів підвищення точності, надійності й довговічності верстатів - оснащення їх гідравлічними опорами та передачами з рідинним режимом тертя, а також необхідність удосконалювання методик їхніх досліджень і розрахунків. Щодо важких верстатів, опори рідинного тертя на сьогоднішній день є єдиним конструктивним варіантом, що забезпечує необхідні експлуатаційні характеристики вузлів - високу несучу здатність,

довговічність, жорсткість, точність тощо.

Аналізуючи результати, отримані в процесі експлуатації нових металорізальних верстатів, у вузлах яких застосовані опори рідинного тертя, можна зробити наступні висновки:

- точність траєкторії переміщень перевищує точність з'єднувальних поверхонь;
- практично відсутнє зношування поверхні ковзання;
- полегшено встановлювальні рухи на заданий розмір;
- у всьому діапазоні швидкостей, включаючи швидкості, близькі до нуля, забезпечується плавність переміщень;
- ступінь складності обслуговування не зростає;
- експлуатаційні витрати споживача залишилися на тому ж рівні, як і для верстатів, у яких не застосовані гідростатичні опори.

Мета роботи: Підвищення точності та працездатності токарних верстатів шляхом застосування гідростатичних напрямних.

Об'єкт дослідження: гідростатичні напрямні важкого токарного верстата .

Предмет дослідження: точність і жорсткість гідростатичних напрямних токарного верстата.

Завдання дослідження:

1. Проаналізувати існуючі конструкції токарних верстатів і конструкції їхніх опорних вузлів.
2. Розробити методи розрахунку експлуатаційних характеристик гідростатичних напрямних при навантаженні зусиллями різання з урахуванням деформацій з'єднувальних поверхонь.
3. Розробити конструкцію супорта токарного верстата з гідростатичними напрямними.
4. Дослідити експлуатаційні параметри розробленого супорта токарного верстата.

Наукова новизна:

Розроблено методику розрахунку експлуатаційних характеристик гідростатичних напрямних, що ґрунтується на рішенні вихідного рівняння гідродинамічної теорії змащення - рівняння Рейнольдса, з врахуванням пружних і теплових деформацій верстатних вузлів.

Практична цінність

1. Розроблено рекомендації із проектуванні гідростатичних напрямних супорта токарного верстата.
2. Визначені параметри точності та жорсткості супорта токарного верстата нового покоління.
3. Отримано результати моделювання роботи супорта токарного верстата при підвищених навантаженнях з визначенням пружних деформацій
4. Розширення технологічних можливостей верстата та зниження собівартості виробленої продукції за рахунок застосування нових конструктивних рішень

Застосування ЕОМ, елементів САПР, прикладних програм. Для дослідження були використані спеціальні програми для математичного й САД-моделювання.

РОЗДІЛ 1. КОНСТРУКЦІЇ ТА ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР У ВЕРСТАТАХ

1.1. Особливості сучасних токарних верстатів з гідростатичними опорами

Верстати токарні спеціальні моделей КЖ 16274Ф3 КЖ 16275Ф3 (рис. 1.1 – 1.3) призначені для чорнових і чистових робіт при обробці деталей із чавуну та сталі типу валів.



Рисунок 1.1. Токарний верстат з ЧПК мод.16274Ф3



Рисунок 1.2. Токарний верстат з ЧПК мод.16274Ф3

На верстатах можна робити: обточування циліндричних поверхонь, як у центрах, так і з установкою в кулачки планшайби передньої бабки та центр задньої бабки; обробку в кулачках планшайби передньої бабки й люнетах; обточування конусних поверхонь.



Рисунок 1.3.Токарний верстат з ЧПК мод.16275Ф3

Таблиця 1.1.Технічні характеристик

Найменування характеристики	Значення	
Найбільший діаметр оброблюваного виробу, мм		
над станиною	1300	2000
над супортом	1000	1400
найбільша довжина в центрах	6000	8000
Найбільша маса встановлюваної заготовки в центрах, кг	25000	60000
Висота центрів, мм	700	1100
Найбільший обертовий момент на шпинделі, кНм	50	100
Розмір внутрішнього конуса шпинделя за ДСТ 8593-81	110x1:7	140x1:7
Межі частот обертання шпинделя, об/хв		
I ступінь	2 – 86,5	1-32
II ступінь	10,5 - 450	5-160

Габаритні розміри верстата (без окремо розташованого електроустаткування), мм		
довжина	12963	19157
ширина	4103	6020
висота	2515	3020
Маса верстата (з окремо розташованими агрегатами гідро- і електроустаткуванням), кг	54000	106800

Токарні верстати фірми «Safor», Італія

Моделі токарних центрів «HeavyTurn» («Safor», Італія) призначені для обробки великогабаритних деталей (наприклад: роторів турбін) і дозволяють виконувати операції точіння, розточування, фрезерування, шліфування.

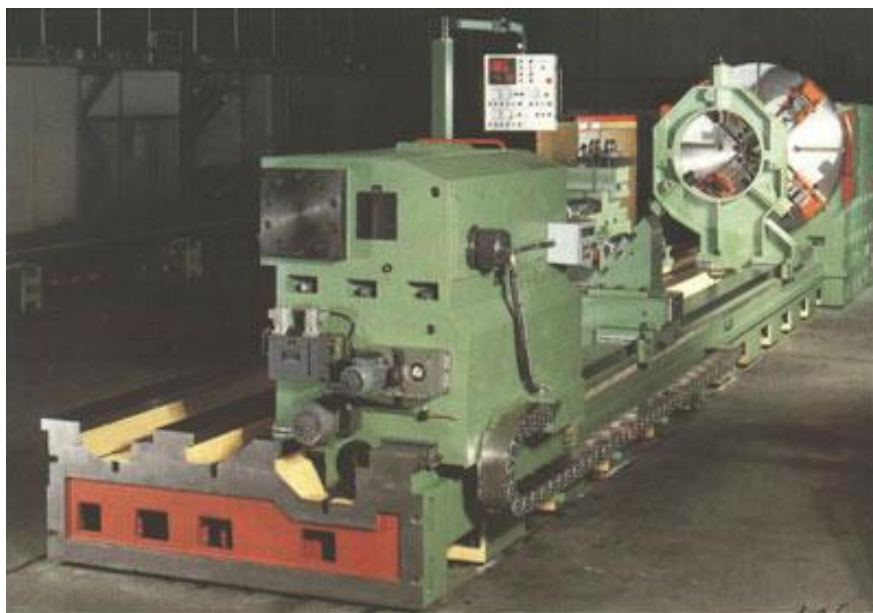


Рисунок 1.4. Токарний верстат моделі HeavyTurn 850

Таблиця 1.2. Технічні характеристики верстатів HeavyTurn

Технічні характеристики	HeavyTurn 850	HeavyTurn 1250
Діаметр над супортом, мм	850	1250
Число напрямних	4	4

Ширина станини, мм	1100	1100
Максимальна вага заготовки між центрами, тонн	18	18
Максимальний обертовий момент головного шпинделя, Нм	18000	18000
Максимальна частота обертання, об/хв	800	800
Потужність приводу обертових інструментів, кВт	13	13

Токарні верстати моделі «Leonard» компанії «Safop» (Італія) призначені для виконання різних операцій механічної обробки (точіння, фрезерування, свердління, шліфування та нарізування різі) великогабаритних деталей (наприклад: роторів турбін або колінвалів).

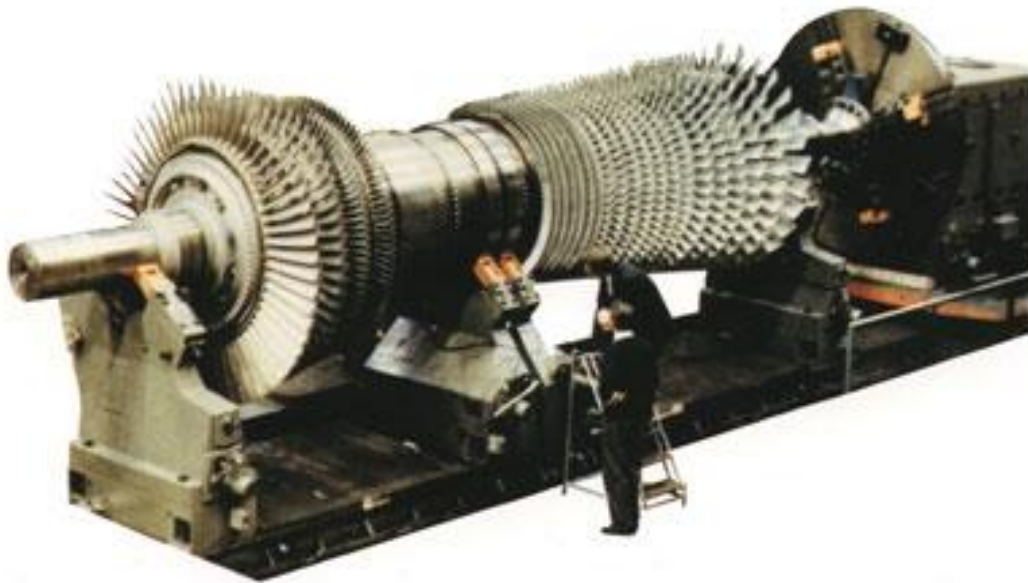


Рисунок 1.5. Токарний верстат моделі «Leonard»

Верстати мають високу жорсткість і здатність видалення великої кількості утвореної стружки.

Таблиця 1.3 Технічні характеристики ряду верстатів «Leonard»

Технічні характеристики	L-70	L-80	L-70/3000	L-80/4000	L-100
	Значення				
Діаметр над станиною, мм	1800	2000	3000 6000	4000 6000	2000 5000
Кількість напрямних	4	4	2+2	2+2	2+2
Ширина станини, мм	1800 2000	2280	1500 1200	1800 1500	1800 1800
Максимальна вага заготовки в центрах, т	25 50	100	50	100	150
Потужність приводу головного руху, кВт	100 120	135 245	120 200	135 245	150 300
Максимальна частота обертання, об/хв.	720 420	300	420	300	250
Маса верстата, т	75	200	200	200	300

Важкі токарні верстати Geminis (Іспанія)

Іспанська фірма GEMINIS входить у групу GORATU, випускає токарні верстати для важкої промисловості. Верстати моделі GHT з отвором у шпинделі від 104-162мм. Токарні верстати можуть бути оснащені додатковою віссю переміщення й приводних інструментів



Рисунок 1.6. Токарний верстат GEMINISGHT11 G4

Таблиця 1.4. Характеристики верстатів GEMINISGHT9G4, GHT11 G4

Технічні характеристики	GHT11 G4	GHT9 G4
Максимальний діаметр обробки над станиною	2400 мм	1600 мм
Діаметр обробки над поперечним супортом	1950 мм	1320 мм
Діаметр отвору в шпинделі	162 мм	150 мм
Максимальна міжцентрова відстань	1000-24000 мм	1000-24000 мм
Потужність основного двигуна S1/S6-60%	130 кВт	82 кВт
Максимальна вага заготовки між центрами	35,5 т	17,5 т
Вага верстата з відстанню між центрами 3000 мм	46 т	24 т
Діаметр пінолі	400 мм	240 мм
Хід пінолі	350 мм	270 мм
Діапазон швидкостей	0-340 об/хв	0-710 об/хв
Ширина станини	2000 мм	1300 мм

Стандартна комплектація:

- система ЧПК SiemensSinumerik 810D;
- автоматична централізована станція змащення;
- система подачі ЗОР через головку;
- портативний пульт керування;
- телескопічний захист напрямних;
- автоматичний 4-х позиційний різцетримач;
- переднє (з протиударним склом) і заднє огороження, огороження патрона.

На основі наведених конструкцій і компоновок токарних верстатів можна зробити висновок, що основними їхніми особливостями є:

- наявність системи ЧПК з 4-мя керованими осями (вісь С - додаткова для позиціювання шпинделя);
- моноблочна лита або зварена станина підвищеної жорсткості. На

- верстатах з вантажопідйомністю від 50 тонн можуть виконуватися 2 станини (на одній розташовуються напрямні задньої бабки, на другий - супорта);
- твердість напрямних не менш 450 НВ, що досягається індукційним загартуванням;
 - матеріал станини має високий коефіцієнт тепловіддачі, забезпечується теплова рівновага;
 - корпус каретки супорта виконується литим з теплозв'язного чавуну;
 - напрямні супорта загартовані та мають високу твердість;
 - взаємодіючі в процесі роботи поверхні напрямних мають вставки із синтетичного матеріалу з низьким коефіцієнтом тертя;
 - механізми поздовжніх і поперечних переміщень, як правило, являють собою пари кочення або гідростатичні пари «черв'як-рейка» з підвищеною жорсткістю;
 - мащення всіх механізмів верстата автоматичне під тиском;
 - механізм закріплення інструмента адаптований під блокові різці (стаціонарна різцедержавка, знімна головка).

Токарний верстат моделі НТС 100(НТС125) КААСТ (Німеччина)



Рисунок 1.7. Токарний верстат моделі НТС 100(НТС125)

Особливості конструкції:

- важка й великогабаритна лита станина із сильним обребренням витримує більше навантаження.
- більші, прецизійні, конічні роликові підшипники, встановлені в передній бабці, гарантують високу точність обробки виробу.
- автоматична зміна ступеней подач забезпечує високий обертовий момент на всьому діапазоні обертання шпинделя.
- автоматична зміна інструмента на 4 або 8 позицій.
- великий отвір у шпинделі.

Технічні характеристики наведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 - Технічна характеристика

Найменування характеристики	HTC100	HTC100	HTC125	TC125
Система ЧПК	Fanuc 0i-TC		Fanuc 0i-TC	
Максимальний діаметр обробки над станиною, мм	1000		1250	
Максимальний діаметр обробки над супортом, мм	610		820	
Максимальна довжина встановлюваної деталі, мм	1500, 3000, 5000, 8000, 11000			
Максимальна довжина обробки, мм	1490, 2900, 4900, 7900, 10900			
Діаметр і конус шпинделя, мм	130/A2-15			
Діапазон швидкостей шпинделя, об/хв	5-500			
Число швидкостей шпинделя	3 (зміна ступенів автоматична)			
Потужність головного двигуна, кВт	22		26	
Діаметр 4-кулачкового патрона, мм	1000			
Прискорене переміщення по X/Z, м/хв	6/6			
Переміщення по осі X, мм	530		630	
Переміщення по осі Z, мм	1500, 3000, 5000, 8000, 11000			

Діаметр/хід пінолі задньої бабки, мм	160/300	
Конус пінолі задньої бабки	Морзе №6	
Максимальний осьовий тиск пінолі задньої бабки, Н	30 000	
Револьверна головка	Вертикальна 4-позиційна	
Час зміни інструмента в револьверній головці, с	3,75	
Точність обробки	IT6-IT7	
Переріз різця, мм	40x40	
Найменування характеристики	НТС100	НТС125
Шорсткість поверхні оброблюваної деталі	Ra 1.6	
Маса деталі дискового типу, кг	1000	
Маса деталі типу вал, кг	5000	
Маса верстата (для станини довжиною 3000 мм), кг	1400015500	15500
Габаритні розміри (для станини довжиною 3000 мм), мм	6900x2400x1900	6900x2500x2100

Стандартна комплектація:

- механічний 4-кулачковий патрон діаметром 1000 мм;
- вертикальна 4-позиційна револьверна головка;
- механічна задня бабка;
- нерухомий і рухливий люнети;

Додаткова комплектація:

- горизонтальна 8-позиційна револьверна головка;
- гідравлічна задня бабка;
- нерухомий люнет діаметром 180-600 мм;
- транспортер для видалення стружки;
- резервуар для ЗОР;
- система ЧПК Siemens 802D.

1.2. Застосування гідростатичних опор в металорізальних верстатах

Гідростатичні напрямні широко поширені в металорізальних верстатах. Вони забезпечують рідинне змащення при будь-яких швидкостях ковзання, рівномірність, і високу чутливість точних виконавчих рухів. Недоліком гідростатичних напрямних є складність системи змащення й необхідність спеціальних пристроїв для фіксації переміщуваного вузла в заданій позиції. Гідростатичні напрямні мають кишені, у які під тиском подається масло. Випливаючи назовні через зазор h , воно створює масляну подушку по всій площі контакту.

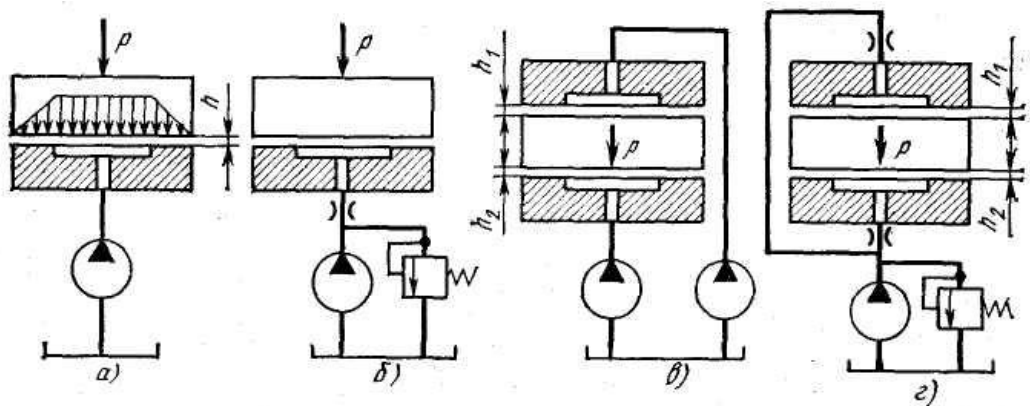


Рисунок 1.8. Схеми гідростатичних напрямних:

а, б — відкритих; в, г — замкнутих

Серед багатьох типів безконтактних опор, гідростатичні виділяються збалансованістю експлуатаційних характеристик, високою несучою здатністю, гарним демпфуванням, малим тертям в опорі. Ряд показників, таких, як рівень несучої здатності, робить гідростатичні опори можливо єдиним типом безконтактних опор, які як найкраще можуть застосовуватись у токарних верстатах. У гідростатичних опорах значно менш виражена залежність несучої здатності від швидкості відносного переміщення поверхонь в опорі, що дозволяє застосування гідростатичних опор як в шпиндельних вузлах, так й у вузлах з малими відносними швидкостями переміщення, наприклад у напрямних.

Гідростатичні опори при оптимальному проектуванні забезпечують високу надійність роботи, виключають зношення поверхонь тертя, компенсують похибки виготовлення вузлів тертя, можуть використовуватись як привід мікропереміщень для автоматичного керування точністю, а також використовуються в системах адаптивного керування та діагностування верстатів.

Використовуються плоскі гідростатичні опори в кругових напрямних планшайб і столів. Такі напрямні визначають технічні параметри й працездатність токарно-карусельних, зубооброблюючих, розточувальних верстатів тощо. Столи з гідростатичними опорами забезпечують підвищення точності, вантажопідйомності, найкращі умови для позиціонування, виключення стрибкоподібного переміщення при малих швидкостях. На рис 1.9 показана конструкція кругових напрямних стола карусельного верстата з діаметром планшайби 4...5 м.

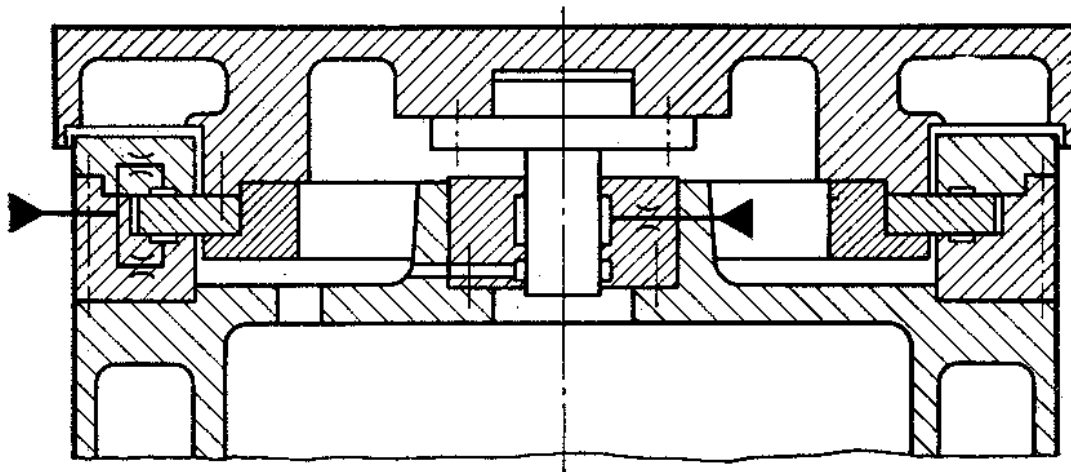


Рисунок 1.9. Замкнуті кругові напрямні карусельного верстата із планшайбою діаметром 5м

Гідростатичні напрямні поступального переміщення мають все більше використання в горизонтально-фрезерних, плоскошліфувальних, розточувальних, токарних верстатах з великою масою переміщуваних вузлів. На рис. 1.10 показані розімкнуті гідростатичні напрямні стола сучасного горизонтально-фрезерного верстата з ЧПК, а на рис. 1.11 показані гідростатичні напрямні повздовжньо-оброблювальних верстатів.

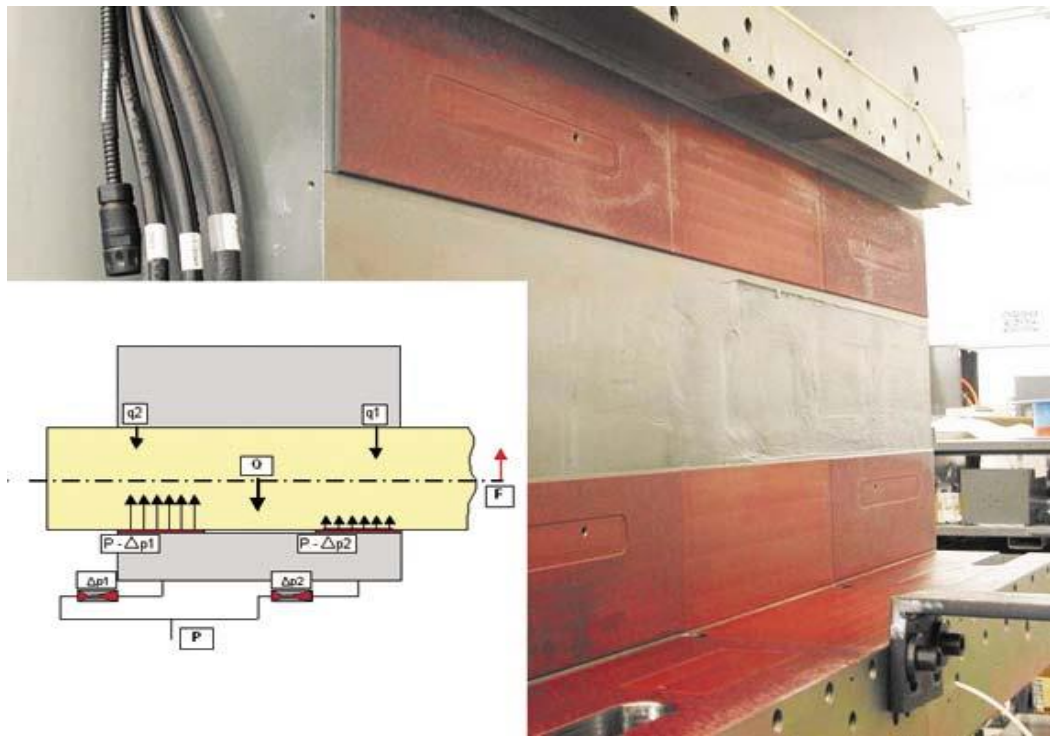


Рисунок 1.10. Гідростатичні напрямні сучасного горизонтально-фрезерного верстата зі ЧПК

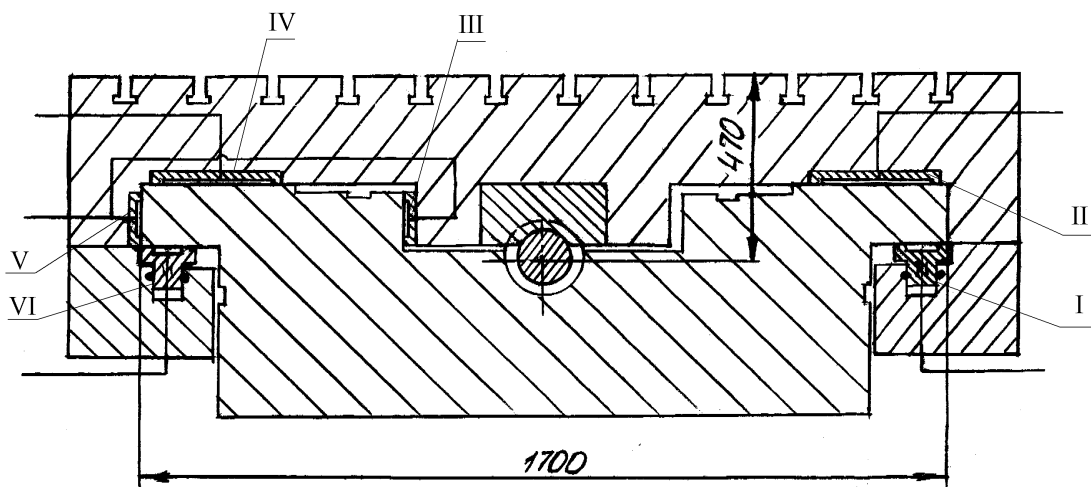


Рисунок 1.11. Гідростатичні напрямні стола повздовжньо-оброблювального верстата мод. 66ДО20Ф4.

На рис. 1.12 зображені гідростатичні напрямні каретки токарного верстата вантажопідйомністю 250 тонн, а на рис. 1.13 наведена конструкція опор фірми Monforts, унікальна тим, що в ній гідростатичні напрямні поздовжнього супорта виконані круглої форми з рознесеними один від

одного гідростатичними порожнинами.



Рисунок 1.12. Гідростатичні напрямні каретки супорта верстата

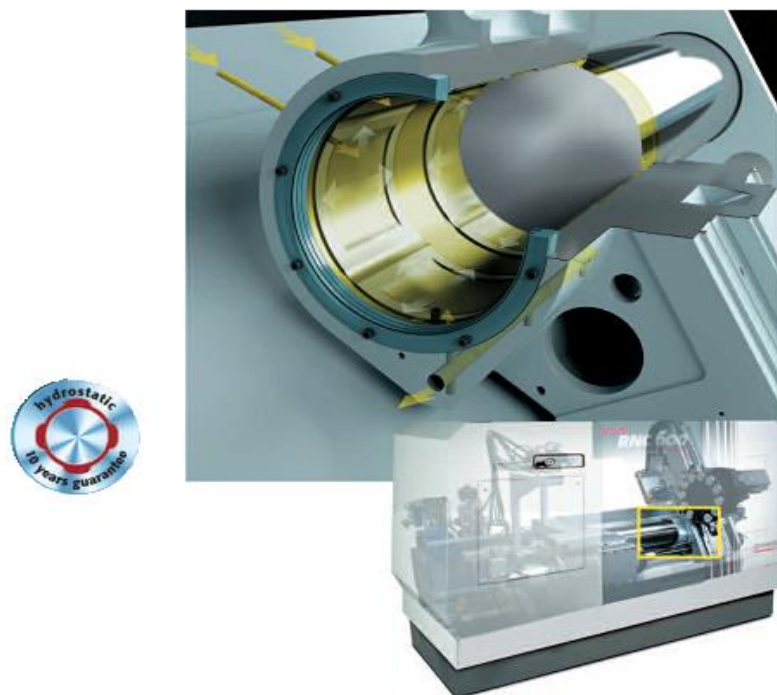


Рисунок 1.13. Конструкція гідростатичних напрямних токарного обробного центра фірми Monforts

Широко застосовуються гідростатичні опори в шпиндельних вузлах верстатів, у яких потрібна висока точність обертання (радіальне биття від

2...5 мкм для важких верстатів до сотих мкм - для легких верстатів), високе демпфування і висока діагностична жорсткість. Конструкція шпиндельного вузла важкого токарного верстата показана на рис 1.14.

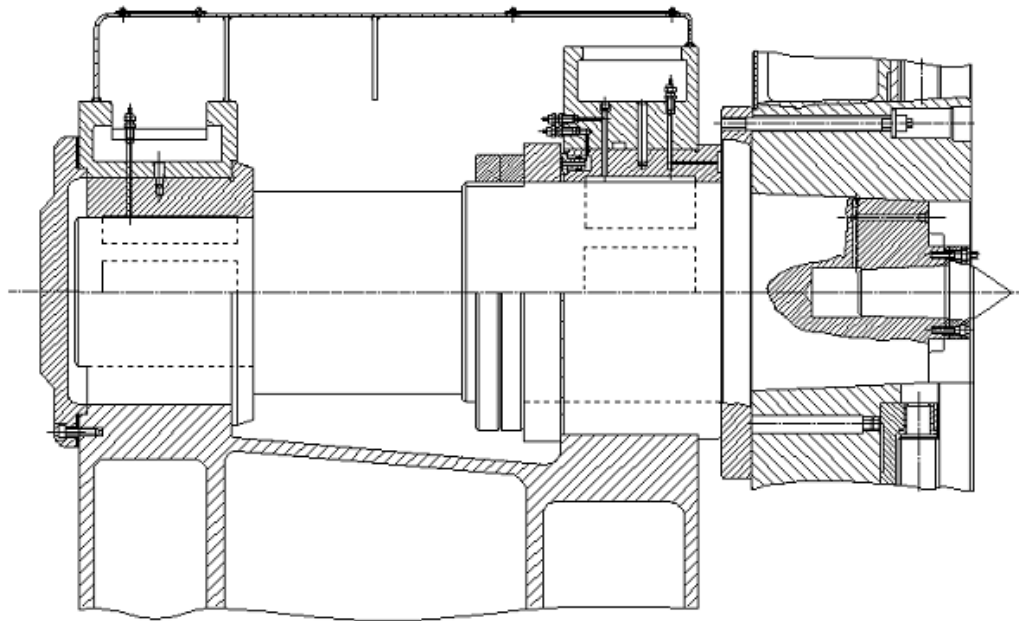


Рисунок 1.14. Шпиндельний вузол важкого токарного верстата з радіально-упорними гідростатичними підшипниками

Гідростатичні опори застосовуються також у люнетах токарних верстатів й у додатковій опорі планшайби. Люнети виконуються у вигляді жорсткого підшипника із частковим кутом обхвату, а додаткові опори планшайби виконуються найчастіше з регульованим зусиллям підтискання від гідроциліндрів. Додаткові гідростатичні опори планшайб і люнети забезпечують працездатність опор виробу в умовах значних питомих навантажень (понад 2 МПа) і швидкостей (більше 1 м/сек) і підвищення точності обробки в 2-3 рази. На рис. 1.15 представлений люнет фірми SKF, що складається із чотирьох окремих гідростатичних опор з однієї живильної та декількома глухими камерами. Люнет експлуатується на токарному верстаті фірми CrawfordSwift (Великобританія), при остаточній обробці роторів турбін (маса ротора 180 тонн, діаметр шийки 762 мм).

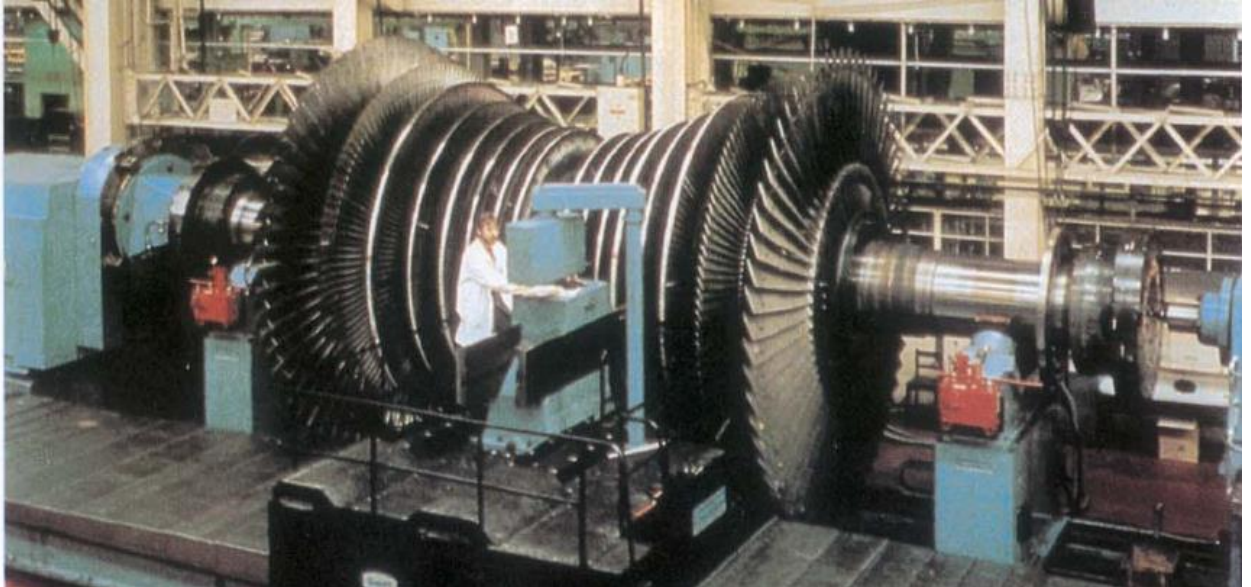
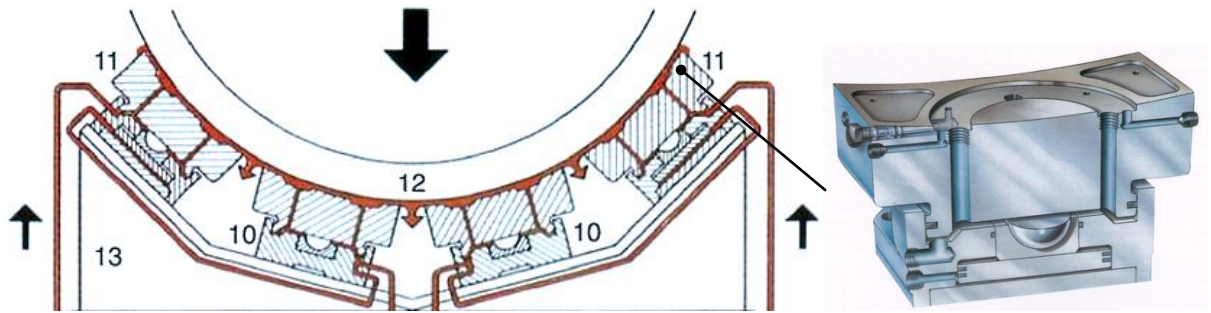


Рисунок 1.15. Конструкція гідростатичного люнета фірми SKF і верстат, на якому він встановлений.

1.3. Конструкції та схеми живлення гідростатичних напрямних

Системи живлення гідростатичних опор різноманітні, досить складні та здійснюють не менший вплив на роботоздатність гідростатичних опор, ніж їхня конструкція. Тип системи живлення опор призначають, виходячи із забезпечення необхідної несучої здатності, діапазону сприймаючих навантажень, максимальної жорсткості мастильного шару, а також інших експлуатаційних параметрів. Можна виділити наступні типи систем регулювання зазору гідростатичних опор:

- 1) системи з постійним розходом мащення через кожен кишень:
 - с подачею мастильного матеріалу від мережі з постійним тиском через

регулятори розходу;

- с подачею мастильного матеріалу від індивідуальних насосів постійного розходу в кожную кишеню;

- с подачею мастильного матеріалу від загального насоса постійного розходу через дільники розходу;

2) системи із дросельним регулюванням і подачею мастильного матеріалу через постійні опори від мережі з постійним тиском:

- опори із дроселями типу дроселів тертя (капілярів);

- опори із дроселями типу діафрагм;

3) системи з подачею мастильного матеріалу від мережі постійного тиску із саморегулюючими характеристиками:

- опори із системами регулювання розходу зі зворотним зв'язком по тиску в кишенях;

- с зворотним зв'язком по опору опори тощо.

4) системи з подачею мастильного матеріалу від мережі постійного тиску з автоматичним регулюванням зі зворотним зв'язком - опори із системами регулювання, у яких використовується принцип прямого виміру зазору, з наступною командою на виконавчі органи (насос, клапан й ін.);

5) системи, що використовують комбіновані методи регулювання зазору:

- системи внутрішнього регулювання, тобто допоміжні опори, що використовують у якості регулюючих елементів; адаптивні системи живлення.

1.3.1 Гідростатичні напрямні із дросельним регулюванням

Напрявні із дросельним регулюванням для верстата із програмним керуванням показані на рис. 1.16. Станина 1 містить дві накладні горизонтальні прямокутні напрямні 2 й 3, по яких переміщається стійка 4, на якій розміщена головку. Насосом 5 робоча рідина подається до кишень 6, що представляють собою неглибокі виїмки. До нижньої частини стійки прикріплені планки 7 й 8, що також мають кишені. Перед кишнями

встановлені регульовані дроселі 9, що забезпечують необхідний перепад тисків. У системі передбачена тонка фільтрація масла. Безперервний лоток масла, що протікає через кишені на верхніх і нижніх поверхнях напрямних, створює гідростатичний тиск, що врівноважує вагу стійки, що досягає 9 т. Стабільне положення стійки щодо станини в поперечному напрямку забезпечується за допомогою бічних напрямних 10 й 11 з кишнями 12.

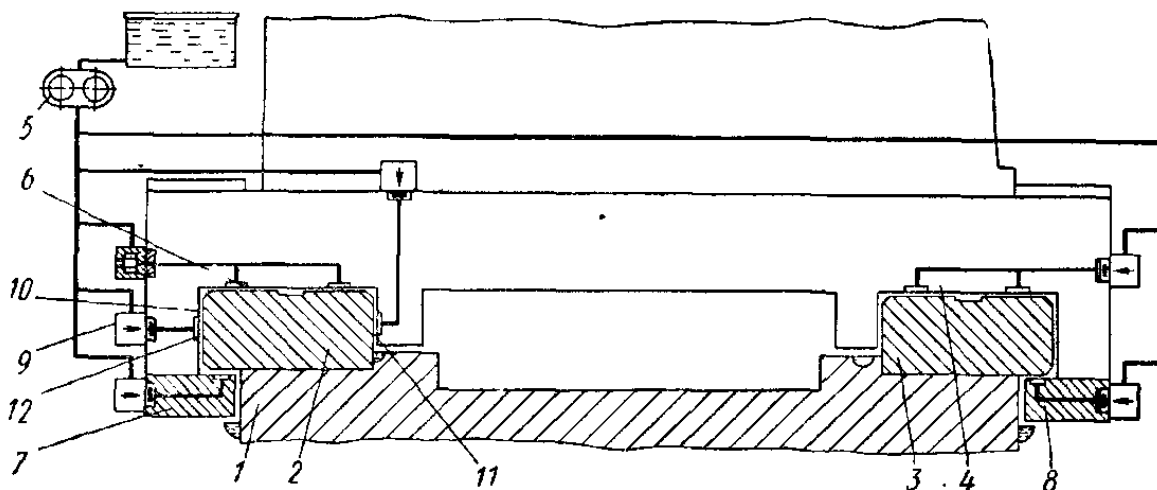


Рисунок 1.16. Замкнуті гідростатичні напрямні із дросельним регулюванням

При використанні дросельної системи живлення з фіксованим настроюванням дроселів, не залежно від їхнього конструктивного виконання, завжди будуть мати місце явища зміни їхніх опорів у процесі роботи, тому що, навіть при ретельній фільтрації, у маслі завжди залишається значна кількість сторонніх часток і абразивних домішок, що викликає засмічення дроселя, зміна його пропускної здатності через появу наростів і як наслідок поява нерівномірності потоків. Причиною, що впливає на зміну дросельного відношення (відношення тиску в кишені до тиску насоса), може бути також нерівномірне зношування перемичок, що обмежують кишеню. Пошкодження на перемичках, теплові деформації деталей викликають перерозподіл зазорів, зміну тисків у кишнях і знижують експлуатаційні характеристики напрямних. Система живлення з постійним дросельним відношенням не може забезпечити компенсацію цих параметрів. Крім того, і забезпечення оптимального дросельного відношення (тиску в кишені до тиску насоса) теж

завдання не просте. Усунення причин, що викликають зміни дросельного співвідношення в процесі роботи гідростатичної опори є складним й не завжди здійсненне традиційними методами завданням.

1.3.2 Напрямні з живленням кожної опори від насоса (або дозатора) постійного розходу

Жорсткість масляного шару в них забезпечується тим, що залежно від навантаження змінюється опір витіканню масла з кишені й, отже, відповідно змінюється тиск у кишені. Жорсткість масляного шару в цій системі вище, ніж у системі із дроселями, але нижче, ніж у системі з мембранними регуляторами.

На рис 1.17 а, показана схема живлення гідростатичного кругових напрямних карусельного верстата. Через громіздкість такої системи (із шістьма насосами) застосовується інша система (рис. 1.17, б) із двома насосами постійного розходу 1 й 5, кожний з яких з'єднаний з дозаторами шестерного типу 6.

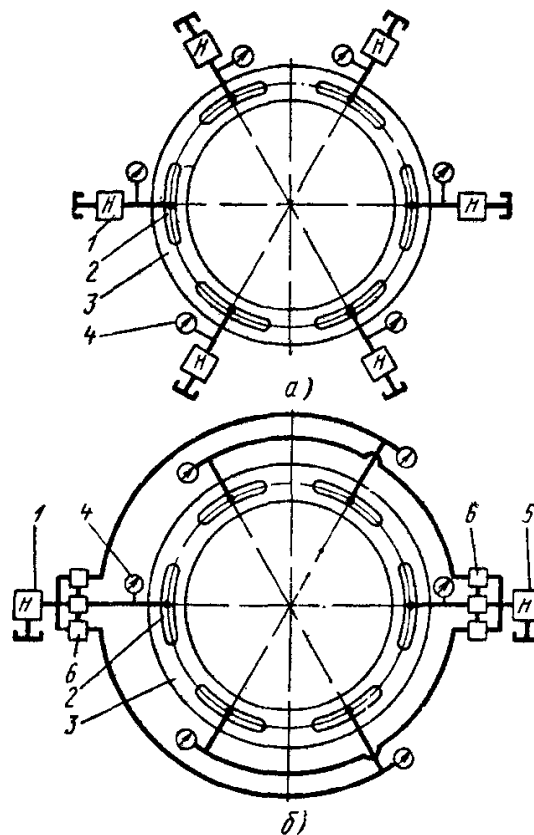


Рисунок 1.17. Гідростатичні напрямні планшайби карусельного верстата а) - з насосами постійного розходу; б) - з насосами постійного розходу й дозаторами

У свою чергу, кожен дозатор підключений до однієї з кишень 2 на круговій напрямній 3. При цьому дозатори насоса 1 з'єднані з половиною всіх кишень, розташованих через одну, а дозатори насоса 5 з'єднані з іншою половиною кишень. Тому виключається можливість перекосу планшайби у випадку, якщо продуктивності двох насосів трохи розрізняються між собою. Кожна кишень з'єднана з манометром 4.

Об'ємні дільники - чотирьох-, п'яти-, восьми-, десяти- і двадцятипотоківі насоси застосовуються разом з однопотоковим напірним насосом, завдяки якому різниця тисків на вході та виході дільника становить не більше 0,2...0,7 МПа, що підвищує його об'ємний КПД і зменшує різницю витрат кожного потоку. На рис 1.18 показана конструкція напрямних стола шліфувального верстата із системою живлення від однопотокового напірного насоса через об'ємний дільник.

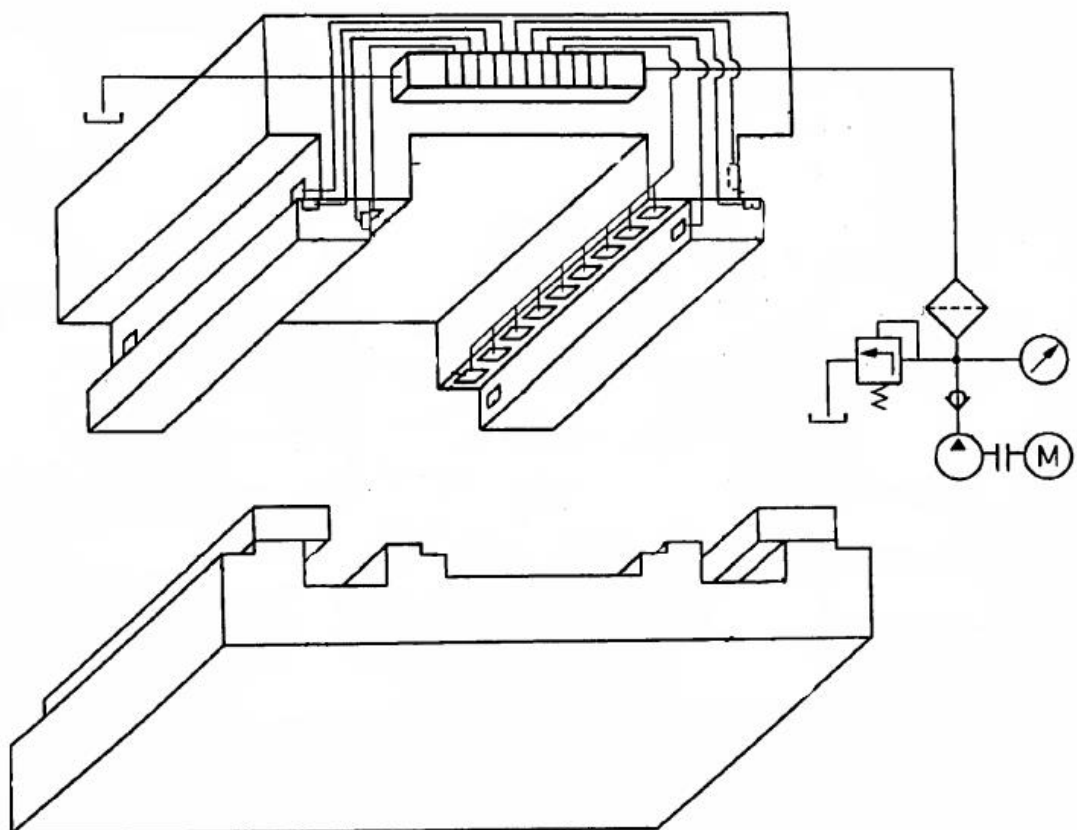


Рисунок 1.18. Напрямні стола шліфувального верстата з живленням від одного насоса через дільники розходу

Недоліком системи з постійним розходом мастильного матеріалу через кожну кишеню є сильна залежність зазору між поверхнями ковзання (товщина шару змащення) від температури мастильного матеріалу.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНИХ НАПРЯМНИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

2.1.1. Розрахунок експлуатаційних параметрів токарних верстатів

При розгляді плоских напрямних рідинного тертя з рухом поверхні тільки в напрямку осі X ($V = 0$) рівняння гідродинамічної теорії змачення (рівняння Рейнольдса), прийме наступний вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6\mu U \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.1)$$

де x і z - безрозмірні змінні, відповідно в напрямку координатних осей X і Z ; h - безрозмірна величина, що характеризує товщину мастильного шару, в дослідній точці;
 p - безрозмірна величина, що характеризує тиск у точці досліджуваної області.

Рівняння (2.1) із граничними умовами, вважаючи значення функції тиску p рівним нулю по границях досліджуваної області,

$$\left. \begin{aligned} p = 0 \quad \text{на} \quad 0 \leq x \leq A \quad \text{при} \quad z = 0, \\ 0 \leq x \leq A \quad \text{при} \quad z = B, \\ 0 \leq z \leq B \quad \text{при} \quad x = 0, \\ 0 \leq z \leq B \quad \text{при} \quad x = A, \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

і рівними тиску в камері, що визначається при вирішенні, на границях камери (камер) у випадку, якщо досліджується область із джерелом (джерелами) - розглядаються гідростатичні або гідростатодинамічні опори:

$$\left. \begin{aligned} p = p_{0j} \quad \text{на} \quad a_{1j} \leq x \leq a_{2j} \quad \text{при} \quad z = b_{1j}; \\ a_{1j} \leq x \leq a_{2j} \quad \text{при} \quad z = b_{2j}; \\ b_{1j} \leq x \leq b_{2j} \quad \text{при} \quad x = a_{1j}; \\ b_{1j} \leq x \leq b_{2j} \quad \text{при} \quad x = a_{2j}. \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

являє собою першу крайову задачу математичної фізики.

При цьому граничні умови типу (2.2) прийняті тому, що розглядаються

плоскі недеформівні з'єднувальні поверхні опор, у яких зміна характеру зазору в досліджуваній області не відбувається, а отже призначати, наприклад, граничні умови на вході в зону або виході із зони надлишкових тисків не потрібно.

2.1.2 Безрозмірний вигляд вихідного диференціального рівняння

З метою отримання спільності рішення для геометрично подібних областей, а не для незліченної кількості областей різних розмірів і співвідношень, рівняння (2.1) наведено до безрозмірного вигляду, для чого введені нові безрозмірні змінні (рис. 2.1):

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= x / A; \quad 0 \leq x \leq 1; \\ \bar{z} &= z / A; \quad 0 \leq \bar{z} \leq B / A = D; \\ \bar{p} &= p / C; \quad C = C_1 + C_2; \quad C_1 = \frac{6UA\mu}{h_0^2}; \quad C_2 = p_c; \\ \bar{h} &= h / h_0 = 1 + \alpha \bar{x} + \beta \bar{z}; \\ \alpha &= \frac{h_{\max} x}{h_0} - 1, \quad \beta = \left(\frac{h_{\max} z}{h_0} - 1 \right) D^{-1}, \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

де p_c - тиск у системі живлення;

A і B – довжина і ширина опори.

Після підстановки нових безрозмірних змінних (2.4) у рівняння (2.1) і нескладних перетворень отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = -\Omega \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}, \quad (2.5)$$

де $\Omega = \frac{6\mu UA}{h_0^2}$ – безрозмірна величина, що характеризує геометричні та

експлуатаційні параметри досліджуваної опори рідинного тертя. При цьому неважко помітити, що $0 \leq \Omega \leq 1$, тому що при $U=0$ й $C=C_2=p$, $\Omega=0$; при

$U \neq 0$ й $C = C_1 + C_2 = p_c + \frac{6\mu UA}{h_0^2} \Omega$ завжди менше одиниці ($\Omega < 1$), а при

$U \neq 0, C = C_1$ й $C=C_2=p, \Omega=1$.

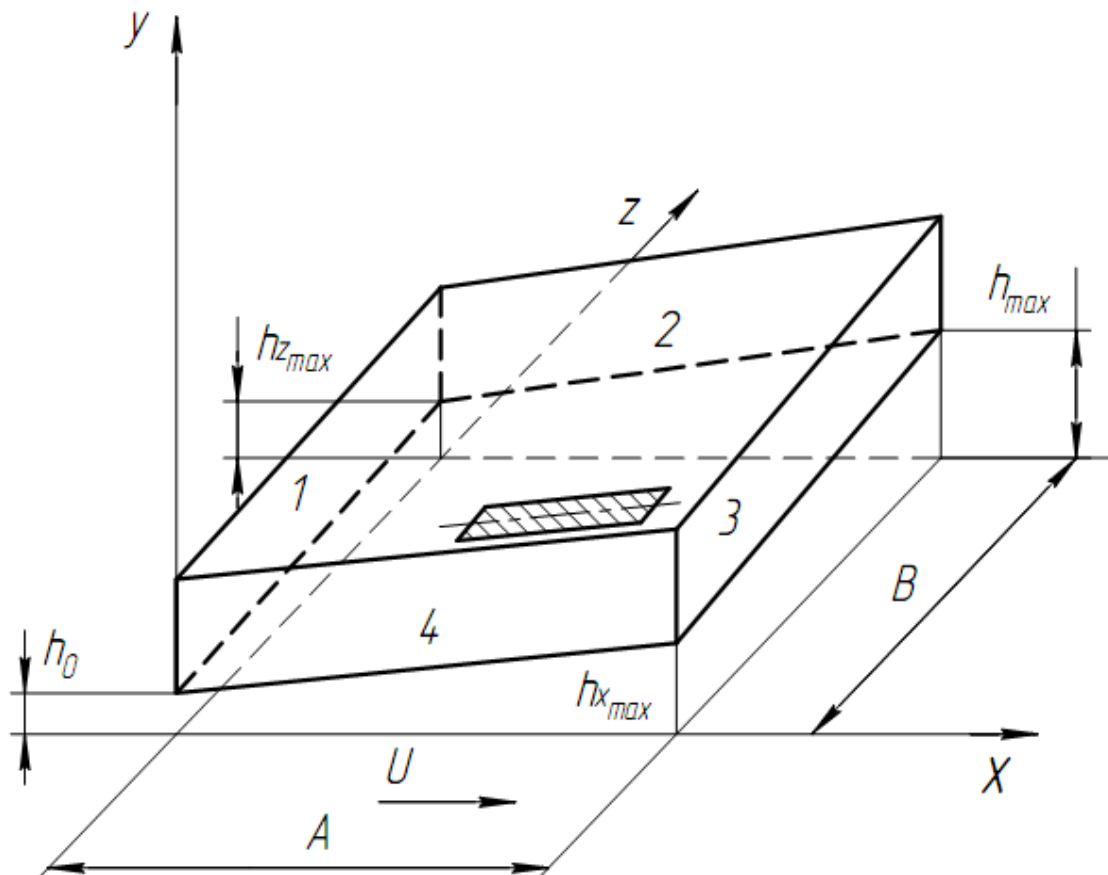


Рисунок 2.1 - Схема прямокутної гідростатичної опори з відносним нахилом поверхонь, що сполучають

Граничні умови (2.2) у безрозмірному вигляді, згідно (2.5), перепишуться так:

$$\left. \begin{array}{l} \bar{p} = 0 \quad \text{на} \quad \bar{x} = 0 \quad 0 \leq \bar{z} \leq D = B / A; \\ \bar{x} = 1 \quad 0 \leq \bar{z} \leq D = B / A; \\ \bar{z} = 0 \quad 0 \leq \bar{x} \leq 1; \\ \bar{z} = D \quad 0 \leq \bar{x} \leq 1. \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

Що ж стосується граничних умов (2.3), то вони можуть бути визначені в ході рішення відповідно до умови рівності витрат мастильного матеріалу, що надходить у порожнину (камеру) і виходить з неї.

Очевидно, тут доречно ввести поняття активного й пасивного джерел. Активним джерелом у досліджуваній області є порожнина (камера), виконана на робочій поверхні опори, у певному місці, заданих розмірів і форм, у яку нагнітається мастильний матеріал під надлишковим тиском із системи

живлення, а також із шару мастильного матеріалу, що розділяє взаємозв'язані поверхні. Пасивне джерело від активного відрізняється тим, що надлишковий тиск у ньому створюється (генерується) тільки за рахунок надходження в нього мастильного матеріалу із шару, що розділяє взаємозв'язані поверхні. З визначення можна зробити висновок про те, що джерела можуть бути позитивними, негативними або нульовими.

Прикладом джерела може служити камера підведення мастильного матеріалу, виконана на робочій поверхні опори рідинного тертя гідродинамічного типу для реалізації гідростатичного принципу поділу з'єднаних поверхонь опори, на період перехідних режимів - пуску, зупинки та реверсу. Дійсно, у той період, коли змащення під тиском надходить у камеру та розділяють гарантованим шаром з'єднувальні поверхні - це активне джерело. У період, коли змащення із системи живлення під високим тиском не надходить у камеру і опора працює в сталому гідродинамічному режимі,- це пасивне джерело. Причому, у випадку, якщо на вході в камеру не встановлений зворотний клапан - негативне пасивне джерело, тому що мастильний матеріал, що надходить із шару, що розділяє з'єднувальні поверхні, буде впливати з нього в трубопроводі системи живлення. У тому випадку, якщо зворотний клапан встановлений, камера є пасивним позитивним джерелом, тому що в ній генерується надлишковий тиск, що забезпечує витікання мастильного матеріалу з камери. Відповідно, нульовим джерелом камера виявиться в тому випадку, коли ні з неї, ні в неї потоку не буде.

У загальному вигляді рівність витрат мастильного матеріалу, що надходить у порожнину (в камеру) і витікає з неї, може бути представлено як

$$Q_{Ij} + Q_{IIj} = Q_{IIIj} ,$$

де Q_{Ij} – кількість мастильного матеріалу (об'ємна витрата), що надходить у камеру із системи живлення;

Q_{IIj} – кількість мастильного матеріалу (об'ємна витрата), що надходить у

камеру із шару мастильного матеріалу, що розділяє з'єднувальні поверхні;
 $Q_{шj}$ – кількість мастильного матеріалу (об'ємна витрата), що витікає з розглянутої камери j у досліджувану область.

Тут, мабуть, доречно зауважити, що із шару мастильний матеріал у камеру надходить як за рахунок явищ, що виникають у ньому від гідродинамічного ефекту, так і за рахунок явищ, обумовлених гідростатичним ефектом (вплив інших джерел $N-1$), якщо ця опора гідростатодинамічного типу, і кожної з них окремо, якщо розглядаються відповідно гідродинамічні або гідростатичні опори.

Витрата мастильного матеріалу через площадку F , нормально розташовану до його потоку, у загальному випадку визначається як

$$Q = \iint_F U dF .$$

У розглянутому завданні границі камер по напрямку збігаються з напрямком координатних осей (рис 2.1), і тому витрата мастильного матеріалу через границі досліджуваної камери може бути визначений наступним виразом:

$$Q_{\Gamma j} = \frac{h_0 C}{\mu} K_{Q\Gamma j}, \quad (2.7)$$

де $K_{Q\Gamma j}$ - безрозмірний коефіцієнт, що характеризує витрата мастильного матеріалу через границю Γ розглянутої камери:

$$\begin{aligned} K_{Q\Gamma j} = & \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1j}}^{\bar{b}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=\bar{a}_{1j}} d\bar{z} + \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1j}}^{\bar{b}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=\bar{a}_{2j}} d\bar{z} + \\ & + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1j}}^{\bar{a}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_{\bar{z}=\bar{b}_{1j}} d\bar{x} + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1j}}^{\bar{a}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_{\bar{z}=\bar{b}_{2j}} d\bar{x} . \end{aligned} \quad (2.8)$$

При цьому неважко переконатися в тому, що сумарна витрата мастильного матеріалу, тобто його потік, через границю камери визначається як різниця витрат

$$Q_{IVn} = Q_{III} - Q_{II}.$$

Q_{IVn} – сумарна об'ємна витрата мастильного матеріалу, що протікає через границю розглянутої камери n . Причому його напрям визначається з кількісного співвідношення Q_{III} й Q_{II} ;

$j = n$ - номер розглянутого активного джерела. Дійсно,

$$\begin{aligned} K_{Q_{IVn}} &= \sum_{i=1}^4 (Q_{IVi})_n = \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{IV}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z}^+ \\ &+ \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{IV}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z}^+ + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{IV}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x}^+ \\ &+ \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{IV}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x}; \\ K_{Q_{III}} &= \sum_{i=1}^4 (Q_{IIIi})_n = \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z}^+ \\ &+ \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z}^+ + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x}^+ \\ &+ \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x}; \\ K_{Q_{II}} &= \sum_{K=1}^N \sum_{i=1}^4 \{ [(Q_{IIi})]_K \}_{(k \neq 1)} = \frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} (-\Omega \bar{h}) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{z}^- \\ &- \sum_{K=1}^N \left[\frac{1}{12} \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{z}^- + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{x}^+ \right. \\ &\left. + \frac{1}{12} \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{x} \right], \end{aligned}$$

ЗВІДКИ

$$\begin{aligned}
Q_{III} - Q_{II} &= \sum_{i=1}^4 [(Q_{III} - Q_{II})]_i = \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} (-\Omega \bar{h}) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z} + \\
&+ \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \Omega \bar{h} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z} + \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z} - \\
&- \sum_{\substack{K=1 \\ (k \neq n)}}^N \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{z} + \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z} - \\
&- \sum_{\substack{K=1 \\ (k \neq n)}}^N \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{z} + \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x} - \\
&- \sum_{\substack{K=1 \\ (k \neq n)}}^N \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{x} + \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{x} - \\
&- \sum_{\substack{K=1 \\ (k \neq n)}}^N \int_{\bar{a}_{1n}}^{\bar{a}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{x} = Q_{IVn},
\end{aligned}$$

тому, що

$$\begin{aligned}
&\int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_{III}}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{on}} d\bar{z} - \sum_{\substack{K=1 \\ (k \neq n)}}^N \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = 0} d\bar{z} = \\
&= \int_{\bar{b}_{1n}}^{\bar{b}_{2n}} -\bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}_K}{\partial \bar{x}} \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1n}; \bar{p}_{\bar{A}} = p_{on}} d\bar{z}
\end{aligned}$$

У силу лінійності диференціального оператора (2.5) щодо шуканої функції p , що дозволяє розглядати її в точці $(i; k)$ як

$$\bar{p}_{i;k} = (\bar{p}_{i;k})_1 + (\bar{p}_{i;k})_2 + \dots + (\bar{p}_{i;k})_n + \dots + (\bar{p}_{i;k})_N.$$

При цьому й похідна від суми дорівнює сумі похідних, що й було потрібно довести.

Отже, буде справедливий запис

$$Q_I = Q_{IV} = Q_{III} - Q_{II}. \quad (2.9)$$

Переходячи до безрозмірних величин згідно (2.6) і (2.8), а також пам'ятаючи, що

$$\frac{C}{p_c} = 1 + \frac{6\mu UA}{h_o^2 p_c} = \frac{1}{1 - \Omega},$$

тому що

$$\Omega = \frac{6\mu UA}{h_o^2 p_c \left(1 + \frac{6\mu UA}{h_o^2 p_c}\right)} = \frac{\Omega'}{1 + \Omega'}$$

де $\Omega' = \frac{6\mu UA}{h_o^2 p_c}$, звідки $\Omega' = \frac{\Omega}{1 + \Omega}$, отримаємо систему N рівнянь, записаних у

безрозмірному вигляді для випадків, коли в досліджуваних областях є тільки активні джерела, числом N :

$$\left. \begin{aligned} K_{c_1} \bar{Q}_{c_1} &= K_{Q_{r_1}}, \\ \dots \dots \dots \\ K_{c_n} \bar{Q}_{c_n} &= K_{Q_{r_n}}, \\ \dots \dots \dots \\ K_{c_N} \bar{Q}_{c_N} &= K_{Q_{r_N}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Значення K_{c_j} й Q_{c_j} для найпоширеніших несаморегулюючих у процесі експлуатації гідравлічних компенсаторів (дроселів, клапанів) і насосів постійної продуктивності наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Видаткові характеристики гідравлічних компенсаторів

Вид компенсатора	$K_{c_j} (K_{\partial p})$	\bar{Q}_{c_j}
Капіляр	$\frac{\pi d_K^4}{128 l_K h_0^3}$	$(1 - \Omega - \bar{p}_{0j})$
Діафрагма з гострими кромками	$\frac{\pi \mu C_d d_0^2 (1 - \Omega)^{1/2}}{h_0^3 (8\rho p_c)^{1/2}}$	$(1 - \Omega - \bar{p}_{0j})^{1/2}$
Регулятор витрати	$\frac{\mu K_{рег} (1 - \Omega)}{h_0^3 p_c}$	1
Безпосереднє приєднання камер до насоса постійної продуктивності	$\frac{\mu K_{нас} (1 - \Omega)}{h_0^3 p_c}$	1

де d_k й l_k - діаметр прохідного перетину і довжина капіляра;
 d_o - діаметр прохідного перетину діафрагми;
 C_d - коефіцієнт витрати змащення через діафрагму;
 $K_{рег}$ и $K_{нас}$ - витрата змащення регулятора витрат і насоса.

Аналізуючи систему рівнянь (2.10) з даними наведеними в таблиці 2.1, неважко помітити, що розглянуті рівняння в загальному випадку нелінійні. Їх рішення, тобто визначення безрозмірних тисків у камерах, визначаються методом послідовних наближень у процесі визначення полів тисків - рішення вихідного рівняння (2.4) у досліджуваній області. Або, іншими словами, величина шуканого безрозмірного тиску в камерах визначається шляхом послідовних наближень видаткових характеристик K_{QIj0} , тобто ітераційного досягнення умови рівності витрат мастильного матеріалу, що надходить у камеру і впливає з неї.

При розгляді пасивних джерел, відповідно до того, що вони являють собою глухі порожнини, тобто порожнини, у яких і з яких мастильний матеріал у зовнішні системи, наприклад живлення, не попадає, можливо припустити, що рівняння (2.9) перепишеться як

$$Q_I = Q_{IV} = 0,$$

звідки $K_{QIVm} = 0$,

де $j=m$ - номер розглянутого пасивного джерела.

$$\int_{\bar{b}_{1m}}^{\bar{b}_{2m}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{1m}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{om}} d\bar{z}^+ + \int_{\bar{b}_{1m}}^{\bar{b}_{2m}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x} = \bar{a}_{2m}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{om}} d\bar{z}^+ \quad (2.11)$$

$$+ \int_{\bar{a}_{1m}}^{\bar{a}_{2m}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{1m}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{om}} d\bar{x}^+ + \int_{\bar{a}_{1m}}^{\bar{a}_{2m}} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z} = \bar{b}_{2m}; \bar{p}_{\bar{A}} = \bar{p}_{om}} d\bar{x}^+ = 0.$$

Як видно з (2.11), у цьому випадку завдання зводиться до ітераційного відшукування рівності нулю витрати мастильного матеріалу, що надходить і впливає з розглянутої порожнини, за рахунок послідовного підбору величин безрозмірного тиску p у цій камері. За аналогією з (2.10) ця умова може бути записане як

$$\left. \begin{array}{l} K_{Q\Gamma_1} = 0; \\ \dots \\ K_{Q\Gamma_M} = 0; \\ \dots \\ K_{Q\Gamma_M} = 0. \end{array} \right\} \quad (2.12)$$

Таким чином, обмеживши граничні умови системами рівнянь (2.10), для випадків, коли розглядаються активні джерела, і (2.12), для випадків, коли розглядаються пасивні джерела, можна вважати питання завдання (знаходження) значень функції тиску на границях камер підведення мастильного матеріалу і на границях глухих порожнин питанням вирішеним.

2.1.3 Методи реалізації вихідних рівнянь

Вихідні рівняння в досить повному вигляді без грубих спрощень можна реалізувати чисельними методами наближеного рішення диференціальних рівнянь у частинних похідних. При цьому рішення може бути отримане з високим ступенем точності, з використанням великої кількості варіантів співвідношень різних параметрів.

У цей час найпоширенішими є методи скінченних різниць і скінченних елементів.

Найбільш широке поширення одержали скінченно-різничні методи. Глибоко аргументованим обґрунтуванням правильності вибору скінченно-різничних методів для вирішення рівнянь у частинних похідних другого порядку, яким є вихідне рівняння гідродинамічної теорії змащення, і підтвердженням ефективності застосування цього методу можуть служити результати наведені у роботі [4].

В останні 10-15 років почав застосовуватися для завдань гідромеханіки метод скінченних елементів. З математичної точки зору цей метод являє собою узагальнення методу Реллея-Рітца-Галеркіна. Представляється, що основною перевагою методу кінцевих елементів для вирішення завдань гідродинамічної теорії змащення є його органічна здатність реалізувати

граничні умови, що базуються на рівності нулю шуканої функції і першій похідній від неї у відповідному напрямку. По теоремі Ейлера вирішення вихідного диференціального рівняння еквівалентно вимозі мінімізації відповідного функціонала, що реалізується методом скінченних елементів при лінійній варіації тиску по елементу. Як кінцеві елементи використовуються погоджені і неузгоджені трикутники та прямокутники. Встановлено перевагу застосування останніх при вирішенні розглянутих завдань. Забезпечивши виконання інтерполяційних функцій форми вимогам повноти, функціонал мінімізується приблизно, при цьому витрати через вузли, що не лежать на границях досліджуваної області, приймаються рівними нулю. Врахування стрічкового виду матриці плинності в сполученні з оптимальним порядком нумерації вузлів дозволяє мінімізувати обсяг масиву для зберігання зазначеної матриці. Для підвищення точності результатів і скорочення часу розрахунку поле вузлових тисків і витрат спочатку визначається для грубої схеми дискретизації (як і при скінченно-різничному методі), після чого вводяться додаткові вузли таким чином, щоб їхня концентрація в області рішення була пропорційна градієнту шуканої функції, наприклад тиску. Як перше наближення для нового набору вузлових точок використовується рішення, отримане для грубої схеми.

Однак при реалізації системи скінченно-елементних рівнянь, що апроксимують вихідне диференціальне рівняння, забезпечується дуже мала швидкість збіжності, а в багатьох випадках процес є взагалі розбіжним. Це вимагає введення уточнення невідомого значення функції тиску на кожній ітерації за допомогою спеціального коефіцієнта. Необхідність реалізації, загалом кажучи, нелінійної системи рівнянь знижує переваги скінченно-елементного методу рішення вихідних рівнянь у порівнянні з скінченно-різничним.

У деяких роботах для вирішення системи нелінійних однорідних алгебраїчних рівнянь (скінченно-елементних) використаний ітераційний метод Ньютона-Рафсона. Для того щоб зменшити число ітерацій (збільшити

швидкість збіжності), використаний початковий пробний вектор для методу Ньютона-Рафсона, взятий з рішення для лінійної системи алгебраїчних рівнянь (у розглянутому випадку взятий з рішення для підшипника з капілярною компенсацією, з відповідними конструктивними параметрами).

З огляду на вищевикладені обставини, можна констатувати, що для розглянутого класу завдань метод скінченних елементів ще вимагає доробки і особливих переваг у порівнянні з методом скінченних різниць не дає, тим більше, що рішення, котрі отримані методом скінченних елементів з розбивкою двовимірної області на трикутні або прямокутні елементи, і методом скінченних різниць з апроксимацією вихідних рівнянь відповідно до схеми центральної п'ятикутної зірки, дають практично однакові результати. Тут слід лише зазначити, що у випадку, коли очікується різкий градієнт зміни досліджуваної функції, необхідно локально зменшити крок скінченно-різничної сітки в зоні очікуваного явища.

Досить перспективним для поставленого завдання є метод граничних елементів, що розвивається останнім часом. Метод дозволяє понизити розмірність завдання на одиницю й апроксимувати вихідну функцію на границі області. Метод заснований на переході від диференціальних рівнянь у частинних похідних до інтегральних рівнянь, результатом якого, в остаточному підсумку, є система рівнянь, що включає значення змінних тільки на границі заданої області, що знижує розмірність завдання на одиницю. Тому, на відміну від методів скінченних різниць і скінченних елементів, наступна дискретизація завдання виробляється тільки на границі досліджуваної області. Останнє реалізовує більше високу точність вирішення й істотно менший обсяг вхідних даних при реалізації методів на ЕОМ.

Тут наведені лише вирази для чисельної реалізації вихідного завдання методом скінченних різниць, як найбільш розробленого який забезпечує гарну збіжність. Скінченно-різнична апроксимація вихідного рівняння (2.5), відповідно до схеми центральної п'ятикутної зірки (рис. 2.2), має такий вигляд (рівняння дозволене щодо шуканої функції $p_{i,k}$):

$$\bar{p}_{i;k} = \frac{\left(\bar{h}_{i+1/2;k}^3 \bar{p}_{i+1;k} + \bar{h}_{i-1/2;k}^3 \bar{p}_{i-1;k}\right) H_{02}^2 + \left(\bar{h}_{i+1/2;k}^3 + \bar{h}_{i-1/2;k}^3\right) H_{02}^2 + \left(\bar{h}_{i;k+1/2}^3 + \bar{h}_{i;k-1/2}^3\right) H_{01}^2 + \left(\bar{h}_{i;k+1/2}^3 \bar{p}_{i;k+1} + \bar{h}_{i;k-1/2}^3 \bar{p}_{i;k-1}\right) H_{01}^2 - \Omega \left(\bar{h}_{i+1/2;k}^3 - \bar{h}_{i-1/2;k}^3\right) H_{01} H_{02}^2}{\left(\bar{h}_{i+1/2;k}^3 + \bar{h}_{i-1/2;k}^3\right) H_{02}^2 + \left(\bar{h}_{i;k+1/2}^3 + \bar{h}_{i;k-1/2}^3\right) H_{01}^2}.$$

Однак, з огляду на, що в досліджуваному завданні можливі випадки, коли граничні вузли не збігаються з вузлами сітки, наприклад при розгляді областей з округленими торцями або кутами, тут необхідно ще вказати й можливі шляхи запису граничних умов у цих вузлах.

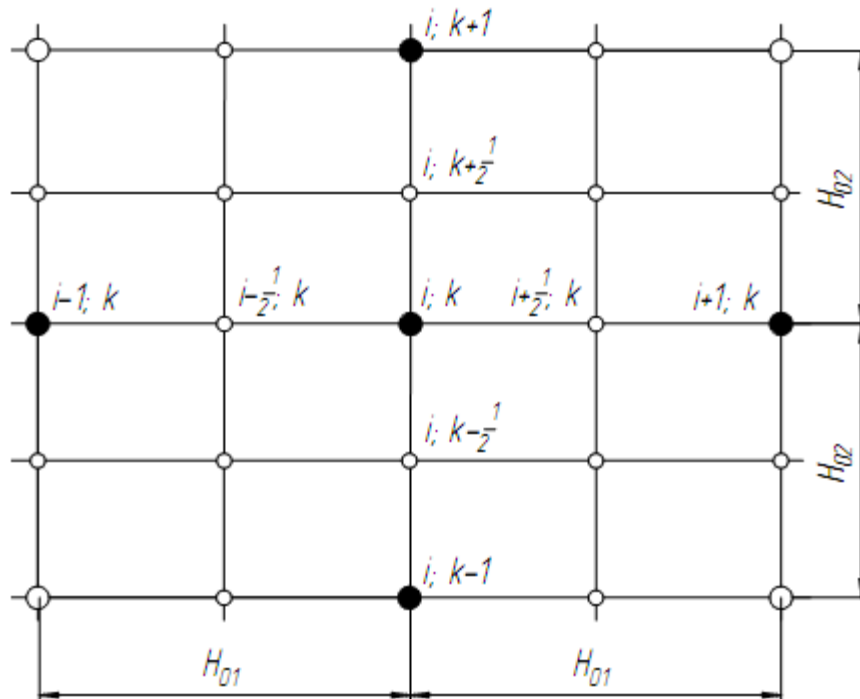


Рисунок 2.2. Схема центральної п'ятикутної зірки

Найбільш обґрунтованим у цьому випадку є метод Коллатца, що полягає в наступному: якщо $(i; \kappa)$ - граничний вузол, де хоча б один з відрізків, що з'єднують вузол $(i; \kappa)$ з іншими вузлами зірки, перетинає границю досліджуваної області Γ . Нехай це буде відрізок до вузла $(i+1; \kappa)$, а $Q \in \Gamma$ - найближча до $(i; \kappa)$ точка перетинання, причому відстань між Q й $(i; \kappa)$ дорівнює δ . Передбачається, що весь відрізок, що з'єднує Q з $(i-1; \kappa)$, належить досліджуваній області. Якби шукана функція $p(x; z)$ була лінійною на цьому відрізку, можна було б записати:

$$\frac{\bar{p}_{i-1;k} - \bar{p}_{i;k}}{H_{o1}} = \frac{\bar{p}_{i;k} - \bar{p}_Q}{\delta};$$

$$\bar{p}_{i;k} = \frac{1}{H_{o1} + \delta} (\delta \cdot \bar{p}_{i-1;k} + H_{o1} \bar{p}_Q).$$

Якщо значення функції на контурі дорівнює $\bar{p}_Q = \phi_p$ (гранична умова), то одержимо

$$\bar{p}_{i;k} = \frac{1}{H_{o1} + \delta} (\delta \cdot \bar{p}_{i-1;k} + H_{o1} \phi_p). \quad (2.13)$$

Кожному граничному вузлу ставиться у відповідність одне рівняння (2.13). Тому в системі, отриманій об'єднанням всіх рівнянь, число рівнянь дорівнює числу всіх вузлів, що лежать у досліджуваній області, і збігається із числом невідомих.

2.1.4 Умови, що визначають точність вирішення завдання

Чисельно реалізувавши систему лінійних скінченно-різничних рівнянь, одержуємо закон розподілу тисків мастильного матеріалу в досліджуваній області.

При цьому ітераційний процес вирішення системи рівнянь обривається, коли виконується умова:

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i;k})_j - \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i;k})_{j-1}}{\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i;k})_j} \leq \varepsilon, \quad (2.14)$$

де $\varepsilon = 10^{-4}$ - величина нев'язки;

j - номер розглянутої ітерації.

До збіжності ітераційного процесу пред'являються жорсткі вимоги, що в основному обумовлені необхідністю визначення часток похідних із заданим ступенем точності по контурі досліджуваної області при знаходженні ряду величин, що характеризують основні експлуатаційні

параметри опор рідинного тертя.

Однак повною мірою оцінити точність вирішення завдання можна, лише перевіривши дотримання виконання необхідної умови балансу витрат - рівності кількості мастильного матеріалу, що надходить у досліджувану область і витікає з неї.

Якщо в досліджуваній області є активні джерела ($0 \leq \Omega \leq 1$), то ця умова запишеться в наступному вигляді:

$$\sum_{n=1}^N K_{\Omega \Gamma_n} = K_{\Omega \Gamma_0}, \quad (2.15)$$

де n – номер активного джерела ($0 \leq n \leq N$);

$K_{\Omega \Gamma_0}$ – безрозмірний коефіцієнт, що характеризує витрати мастильного матеріалу через границю Γ_0 досліджуваної області,

$$\begin{aligned} K_{\Omega \Gamma_0} = & \frac{1}{12} \int_0^d \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=0} d\bar{z} + \frac{1}{12} \int_0^d \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=1} d\bar{z} + \\ & + \frac{1}{12} \int_0^1 \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) \Big|_{\bar{z}=0} d\bar{x} + \frac{1}{12} \int_0^1 \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) \Big|_{\bar{z}=d} d\bar{x}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

У тих випадках, коли розглядається область без джерел або всі джерела пасивні ($\Omega = 1$), точність вирішення завдання буде оцінюватися умовою):

$$K_{\Omega \Gamma_0} = 0. \quad (2.17)$$

При цьому величина нев'язання у виразах (2.15) і (2.17) не повинна перевищувати 1.2...2%. Якщо ця умова не виконується, тоді необхідно зменшити крок сітки H_{o1} і H_{o2} у два рази й здійснити ітераційний процес до виконання умови (2.14).

Визначивши чисельно закон розподілу тисків у досліджуваній області, можна знайти основні експлуатаційні параметри опор рідинного тертя.

2.2 Розрахунок експлуатаційних параметрів гідростатичних напрямних токарного верстата

Розрахунок гідростатичних напрямних по наведеній вище схемі

вимагає знання мас рухомих вузлів верстатів, координати їхнього центра ваги, величини й напрямку сил різання, що виникають при обробці деталей. Все це ускладнює розрахунок гідростатичних напрямних, але є необхідним для випадків, що вимагають високого ступеня точності, і при проектуванні напрямних нових верстатів.

При модернізації, коли визначити вищевказані величини досить складно, доцільно розрахунок гідростатичних напрямних можна робити за наближеною методикою розрахунку. При цьому використовуються значення дійсних експлуатаційних параметрів.

Аналіз результатів, отриманих при розрахунках на ЕОМ гідростатичних упорних багатокамерних підшипників у формі прямокутників, дозволяє запропонувати порівняно простий порядок розрахунку, що полягає в наступному:

- визначаємо по технічній документації вага рухомих вузлів верстата;
- розраховуємо загальну площу напрямних

$$F_{напр} = F_1 + F_2 + \dots + F_n,$$

де $F = AB$,

A – довжина напрямної (рис. 2.3);

B – ширина напрямної;

– визначаємо середній питомий тиск на напрямні, у припущенні рівномірного розподілу навантаження по них:

$$P = \frac{W}{F_{напр}};$$

- визначаємо тиск у камерах підведення мастильного матеріалу

$$p_0 = \frac{P}{K_w};$$

де K_w – безрозмірний коефіцієнт несучої здатності.

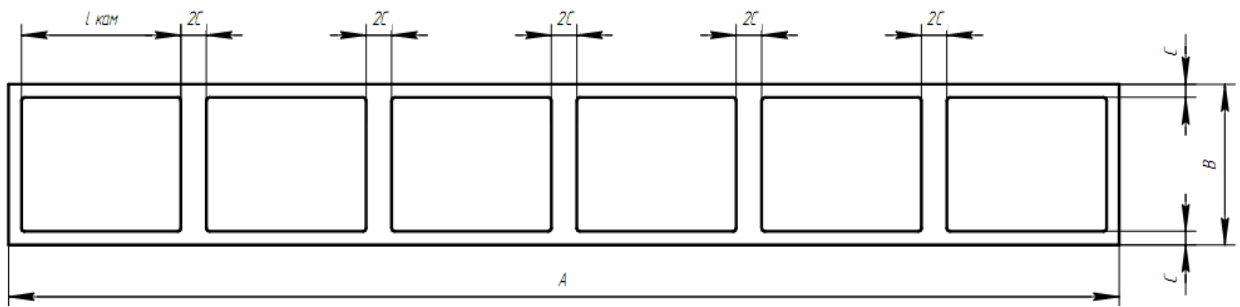


Рис. 2.3. Розрахункова схема гідростатичних напрямних

Для прямокутних напрямних з відношенням ширини камер до ширини самої напрямної 0,83 величина безрозмірного коефіцієнта несучої здатності $K_w = 0,62$. Тут мається на увазі відношення $B/A < 1$, а довжина камери $l_{кам} \approx 300 \dots 350 \text{ мм}$.

— знаючи тиск у камерах підведення мастильного матеріалу, у припущенні рівномірного розподілу навантаження по напрямній, визначаємо тиск у системі живлення, тиск, що повинен дати насос

$$P_{насоса} = 3,4 \cdot p_0.$$

З огляду на гідравлічні втрати в системі живлення, а також ККД насоса, остаточно отримуємо величину необхідного тиску, на яку повинен бути відрегульований запобіжний клапан

$$P_{системи} = P_{насоса} = 4 \cdot p_0;$$

— величина витрати мастильного матеріалу визначиться як сума витрат:

$$Q = \sum_{s=1}^n Q_s = \sum_{s=1}^n \frac{h_0^3}{\mu} p_c K_{Q_{Г_0}},$$

де n – число напрямних;

K – число камер в одній напрямній;

h_0 – бажана товщина мастильного матеріалу, що розділяє поверхні ковзання;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості;

$K_{Q_{Г_0}}$ – безрозмірний коефіцієнт, що характеризує витрати мастильного

матеріалу.

Потужність електродвигуна визначається як

$$N = p_c Q .$$

При розрахунку гідростатичних напрямних токарного верстата 1К675.450Ф3 приймаємо наступні вихідні дані:

- питома навантаження, у припущенні рівномірного розподілу по напрямних дорівнює:

основні напрямні:

$$P = \frac{297000 H}{2 \cdot 2,185 м \cdot 0,3 м} = 0,23 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2 ;$$

- мастильний матеріал має коефіцієнт динамічної в'язкості при 20 °С (293 К), $\mu_{20} = 0,06 \text{ н} \cdot \text{сек} / \text{м}^2$;

- число напрямних $n=2$, $K=6$.

Безрозмірні коефіцієнти несучої здатності й витрати мастильного матеріалу для $h=const$ становили $K_w = 0,62$, $K_{Qr0} = 7,0$, звідки:

– тиск у камерах підведення мастильного матеріалу:

$$p_0 = \frac{0,23 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2}{0,62} = 0,37 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2 ;$$

– тиск у системі живлення:

$$p_c = P_{насоса} = 4 \cdot 0,37 \cdot 10^6 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2 .$$

- величина витрати мастильного матеріалу:

$$Q = \sum_{s=1}^2 6 \frac{(4 \cdot 10^{-5} м)^3}{0,06} \cdot 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2 \cdot 7,0 = 13,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} = 8,1 \text{ л} / \text{хв}$$

Вибираємо насос продуктивністю 15 л/хв, оскільки 7 л/хв необхідно для живлення додаткових напрямних.

Потужність насоса:

$$N_{насоса} = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 13,4 \cdot 10^{-5} = 201 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{сек} = 0,20 \text{ кВт} .$$

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ГІДРОСТАТИЧНИХ НАПРЯМНИХ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

3.1 Конструкція й експлуатація верстата

3.1.1. Загальні відомості про верстат

Верстат токарний зі ЧПК моделі 1K675.500Ф3 застосовується на підприємствах машинобудування для токарної обробки деталей (валів, осей тощо) з різних матеріалів у програмному режимі з постійною швидкістю різання.

На верстаті можна виконувати нарізування різей.

Верстат повинен експлуатуватися в закритому, опалювальному й вентилярованому приміщенні із кліматичним виконанням УХЛ 4 за ДСТ 15150.

Температура навколишнього середовища від +1°C до + 40°C, відносна вологість 80% при температурі +25°C. При фінішній обробці деталей температура навколишнього середовища в зоні верстата повинна становити від +18°C до +22°C, причому перепад температури в горизонтальному напрямку не повинен перевищувати 2°C на 10м.

Перепади температури протягом 12 годин не повинні перевищувати $\pm 2^\circ\text{C}$.

Група умов експлуатації Л за ДСТ 12.3.025, ДСН № 3.3.6.042.

Вимоги до виробничого приміщення відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 12.3. 025, ДСН №3.3. 6.042. Вид обслуговування постійний.

3.1.2. Загальне компонування та особливості верстата

Конструкція верстата і його компонування забезпечують необхідну точність обробки та створюють достатні умови для безпечного і зручного

обслуговування.

Обробка деталі здійснюється методом обточування, при якому деталі надається необхідна швидкість обертання (головний рух), а різцю - рух подачі. Верстат розрахований для роботи різцями, оснащеними твердосплавними пластинами. Можливе застосування інших матеріалів різальної пластини.

Завантаження верстата здійснюється цеховим краном. Стружка за допомогою транспортера транспортується в ящик, установлений в цеху.

Механіка головного руху (обертання шпинделя) згідно таблиці 3.1. Завантаження електропривода головного руху визначається за графіком (рис 3.1). Механіка подачі згідно таблиці 3.2.

Таблиця 3.1. Характеристики привода головного руху

Ступінь швидкостей	Частота обертання шпинделя (головний рух), об/хв		Регулювання частоти обертання шпинделя в межах ступені	ККД	Найбільший припустимий обертовий момент на шпинделі, кНм
	Мін	Макс.			
1	1	32	Безступінчасте	0,87	100
2	5	160	Те ж	0,87	28

Таблиця 3.2. Характеристики приводу подач

Регулювання	Подача по осях X й Z на кожному ступені швидкості		ККД	Найбільше припустиме зусилля подачі, кН	
	мм/ хв	мм/ про			
Безступінчасте	0,5-2000		Вісь X 0,9	84	
			Вісь Z 0,817	90	Без люфто-вибирання
				45	З люфто-вибиранням

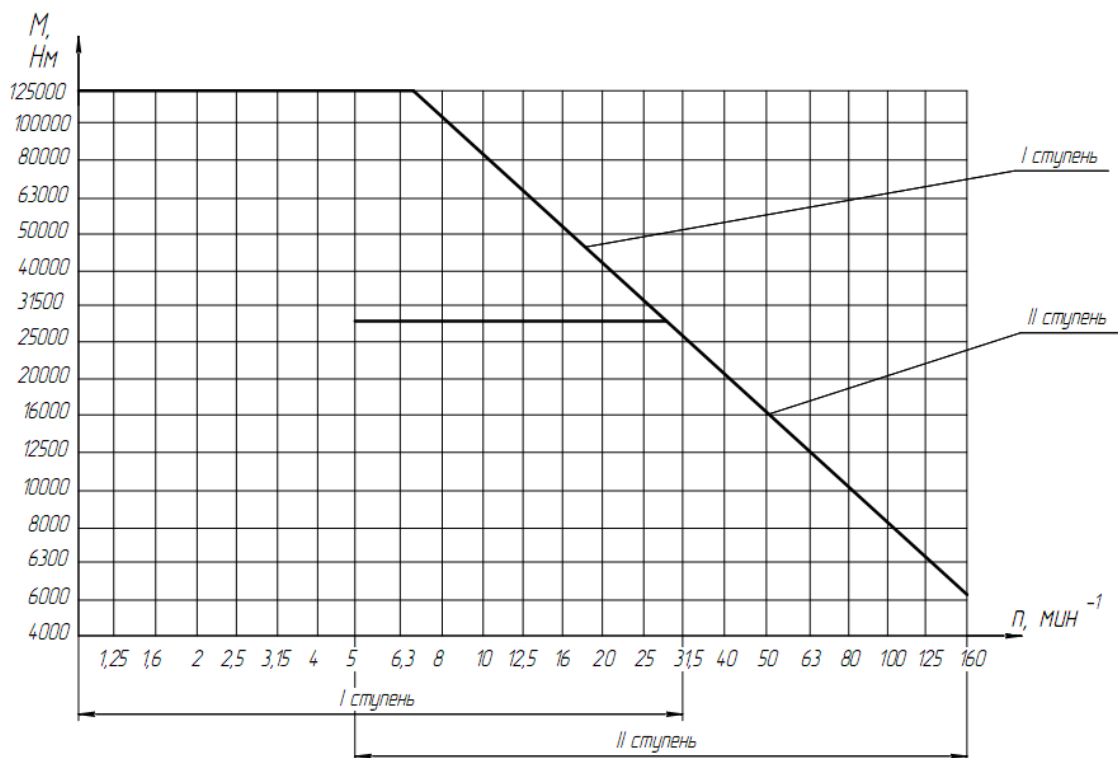


Рисунок 3.1. Графік припустимого навантаження головного привода

3.1.3. Короткий опис основних частин верстата

Станина

Верстат виконаний з роздільними звареними станинами.

Станина виробу складається зі стикованих по довжині секцій, і має станину виробу й станину супорта, які розділені між собою.

На головній секції станини встановлені шпиндельна бабка та коробка швидкостей.

Інші секції станини мають дві прямокутні напрямні, які загартовані й прошліфовані. По них здійснюються встановлювальні переміщення задньої бабки й люнетів. Приводна рейка задньої бабки й люнета розташована між полками станини.

Станина супорта також складається зі стикованих по довжині секцій.

Дві прямокутні напрямні станини супорта загартовані та закриті телескопічним захистом.

Приводна рейка супорта прикріплена до станини між полками

напрямних.

Станини обладнання та супорта встановлюються на регульованих опорах і кріпляться фундаментними болтами.

У боковому напрямку станини фіксуються регульованими упорами, залитими у фундамент.

Між станинами вбудований транспортер для збирання стружки.

Передня бабка та коробка швидкостей

Передня (шпindelьна) бабка та коробка швидкостей виконані в окремих корпусах.

Привід шпindelя здійснюється широко регульованим реверсивним електроприводом із двигуном постійного струму потужністю 110 кВт.

Регулювання двигуна здійснюється в діапазоні 1:25, з них - 1:5 (315-1500 об/хв) - при постійній потужності.

Електродвигун встановлений на окремій плиті та з'єднаний еластичною муфтою із вхідним валом коробки швидкостей.

Обід еластичної напівмуфти є шківом гальма ТКП300.

Коробка швидкостей розміщена в окремому литому корпусі, має дві механічні ступені та з'єднана зі шпindelьною бабкою зубчастою муфтою.

Перемикання механічних ступенів обертів шпindelя здійснюється за допомогою гідроциліндра, що розміщений усередині коробки швидкостей.

Перемикати на ходу (при обертанні шпindelя) ступені швидкостей шпindelьної бабки строго забороняється.

Шпindelьна бабка розміщена в чавунному корпусі з нероз'ємною шпindelьною віссю.

Радіальними опорами шпindelя є регульовані дворядні роликотідшипники, осьове навантаження сприймає упорний роликотідшипник підвищеної вантажопідйомності та жорсткості.

Обертання на шпindelь передається через приводну шестерню, насажену на планшайбу.

Задня бабка

Задня бабка призначена для підтискання центром правого торця оброблюваної заготовки. Складається з основи та верхньої частини з обертовим центром посиленої конструкції.

Переміщення задньої бабки по станині здійснюється від планетарного мотор-редуктора, встановленого на основі.

Зазор, необхідний для плавного рівномірного переміщення бабки, забезпечується регулюванням клинів. Щуп діаметром 0,03 мм повинен проходити в зазор між клином і полицею станини на глибину більше 10 мм.

Рейкова шестерня редуктора переміщення бабки переміщується по рейці, закріпленій на станині. Фіксування положення задньої бабки на станині для усунення зміщення під час роботи здійснюється введенням бруса-фіксатора в контакт із цією же рейкою.

Ввід-вивід фіксатора і його стопоріння здійснюється за допомогою гідроциліндра від кнопок, розташованих на пульті задньої бабки. Також з пульта керується затиск та відтиск задньої бабки.

Затискний механізм задньої бабки виконаний у вигляді гідропружинних механізмів. Затиск (притиск) бабки виконується через сухарі та T-подібні сухарі.

У верхній частині задньої бабки розташований механізм прискореного переміщення та силового затискання пінолі.

Прискорене переміщення здійснюється від електродвигуна через черв'ячну та гвинтову передачу (при цьому ланцюг силового затискання відключений).

Силове затискання пінолі здійснюється по тій же ланцюзі від хвильового мотор-редуктора з малою швидкістю (~3,8 мм/хв). Контроль зусилля затискання центром задньої бабки здійснюється за показниками електроконтактного манометра.

На задній бабці встановлена таблиця вибору зусилля затискання залежно від маси встановлюваної заготовки Фіксація пінолі здійснюється поворотом рукоятки.

Каретка

Каретка в комплексі з редукторами подачі забезпечує подачу різального інструменту по осі X (поперек осі шпинделя) і по осі Z(уздовж осі шпинделя).

Для забезпечення плавності та точності переміщення, а також підвищеної несучої здатності, каретка встановлюється на замкнутих гідростатичних напрямних. Кінцевою ланкою переміщення по осі X служить передача гвинт-гайка ковзання. На корпусі каретки встановлена вимірювальна лінійка контролю лінійних переміщень по осі X. На каретці встановлений супорт із плоскими різцетримачами. Напрямні супорта замкнуті гідростатичні.

Супорт (із плоскими різцетримачами)

Супорт призначений для установки двох різцетримачів шириною 100 мм і 40 мм.

Затиск та відтиск різцетримачів здійснюється механічно за допомогою гідропружинних затискачів, які встановлені в корпусі супорта, по 3 шт. на кожному різцетримачі.

Переміщення відтиснутого різцетримача в яке-небудь положення здійснюється електромеханічною головкою ЕМГ-53 через черв'ячний редуктор з виходом на рейку різцетримача та контролюється безконтактними вимикачами, установленими в корпусі супорта.

Зупинка різцетримача в заданому положенні виконується по сигналі перемикача положення.

Люнет закритий

Люнет закритий встановлюється на напрямні станини краном. Переміщення люнета по станині здійснюється від планетарного мотор-редуктора, керування люнетом - із кнопкової станції, встановленої на корпусі люнета.

Опори люнета – опори ковзання та кочення. Переміщення опор люнета (пінолей) виконується вручну до необхідного діаметра шийки оброблюваної

деталі.

Найбільша вантажопідйомність Q люнета - половина маси встановлюваного виробу:

Люнет відкритий

Перед установкою на станину необхідно роз'єднати телескопічний захист супорта та зрушити на край станини. Ролики люнета встановлюються на необхідний діаметр гвинтом вручну.

3.2 Розробка конструкцій напрямних поздовжнього й поперечного переміщення

Наведені в [16] рекомендації з вибору експлуатаційних параметрів опор і систем їхнього живлення дозволяють проектувати опори, що працюють у безумовно рідинному режимі тертя для заданих режимів функціонування машини протягом усього строку її експлуатації, що забезпечує реалізацію всіх переваг, властивим опорам рідинного тертя. Крім раціональних експлуатаційних параметрів, для забезпечення роботоздатності опор рідинного тертя та високого технічного рівня показників устаткування, у якому вони застосовані, необхідні ще спеціальні конструктивні рішення.

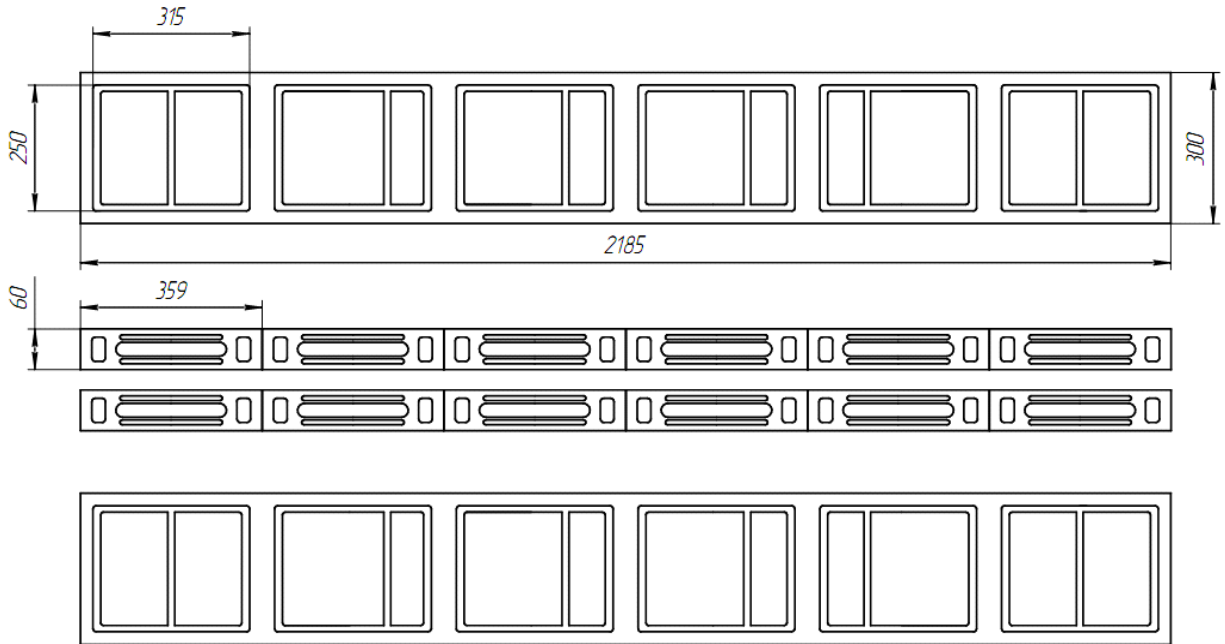
Приймаємо замкнуту схему напрямних з вертикальними та горизонтальними опорами. Як антифрикційне покриття опор застосовуємо покриття із силіконового компаунда, що дозволяє знизити трудомісткість і собівартість їхнього виготовлення та забезпечити високі протизадирні властивості в аварійних режимах.

3.2.1 Вибір геометричних параметрів камер

Відповідно до рис. 2.3 і наведеним у розділі 2 рекомендаціям були прийнято число камер, їхні геометричні параметри та розташування на опорі. На горизонтальних напрямних - однорядне розташування камер по 6 на напрямній, на вертикальних напрямних - однорядне розташування камер, на

плаваючих опорах - схема з однією камерою підведення змащення й чотирма глухими камерами на опору. Розгортка гідростатичних напрямні каретки супорта наведені на рис 3.2. На рис 3.3 показані розгорнення напрямних салазок супорта.

Горизонтальні опори



Вертикальні опори

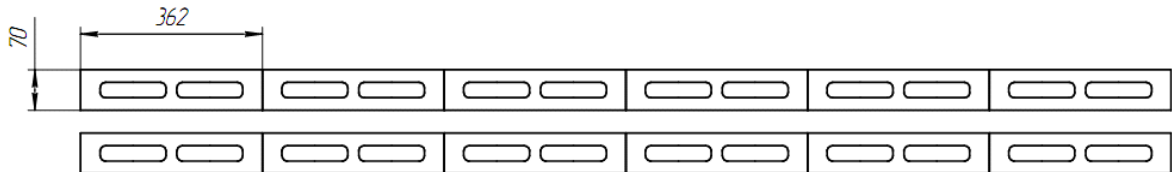
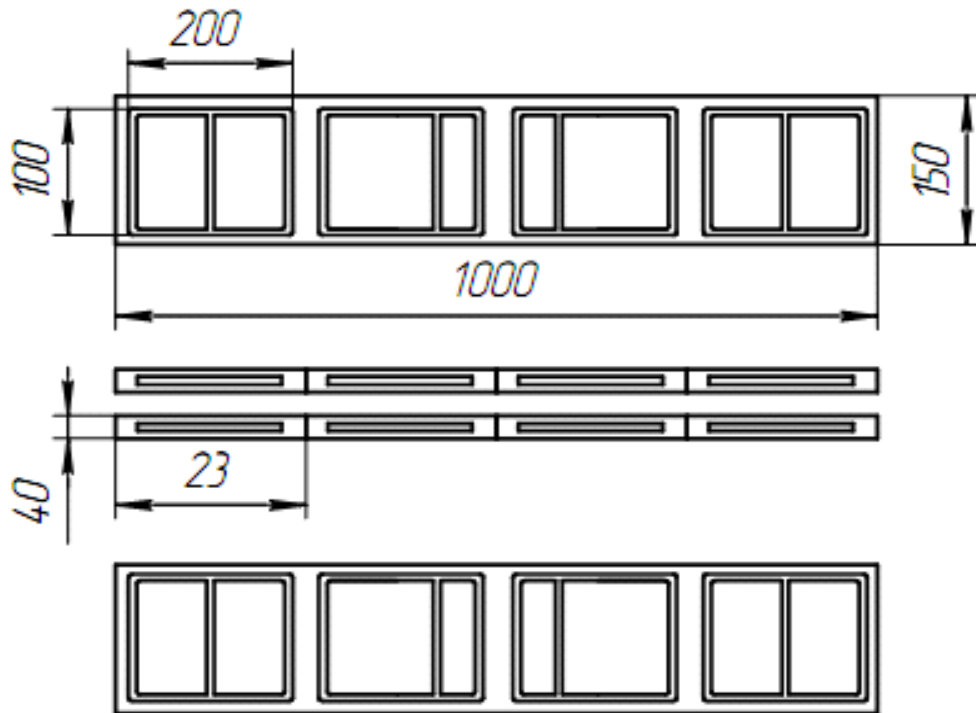


Рисунок 3.2. Розгортка гідростатичних напрямних поздовжніх переміщень

Горизонтальні опори



Вертикальні опори

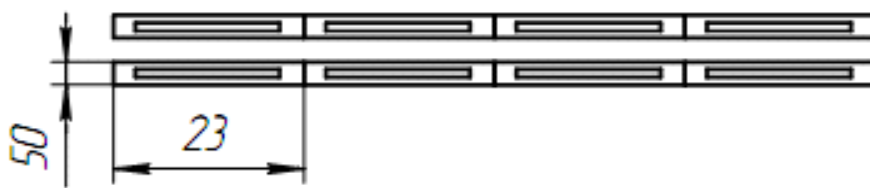


Рисунок 3.3. Розгортка напрямних поперечних переміщень

3.3 Теоретичне моделювання деформованого стану супорта токарного верстата

Твердотільна модель супорта створювалася в програмному середовищі SolidWorks з врахуванням всіх його конструктивних і геометричних особливостей, а також матеріалів всіх деталей. У роботі досліджуваного токарного верстата можливі режими, що допускають сили різання до 200 кН. При дослідженні деформацій максимальне навантаження прикладалося до вершини різального леза інструмента, і відповідала максимально можливому значенню сили різання P_z .

Розрахунок деформацій здійснювався методом скінченних елементів у

середовищі COSMOSWorks. При розрахунку задавалися наступними граничними умовами: маса супорта з ламелями 9,92 тонни, габаритні розміри: 2180×1800×1740 мм. Прикладені навантаження: складова сили різання $P_z=200\text{кН}$, $P_x=P_y=60\text{кН}$, тиск змащення в кишнях 1,5 МПа.

Результати досліджень наведені нижче.

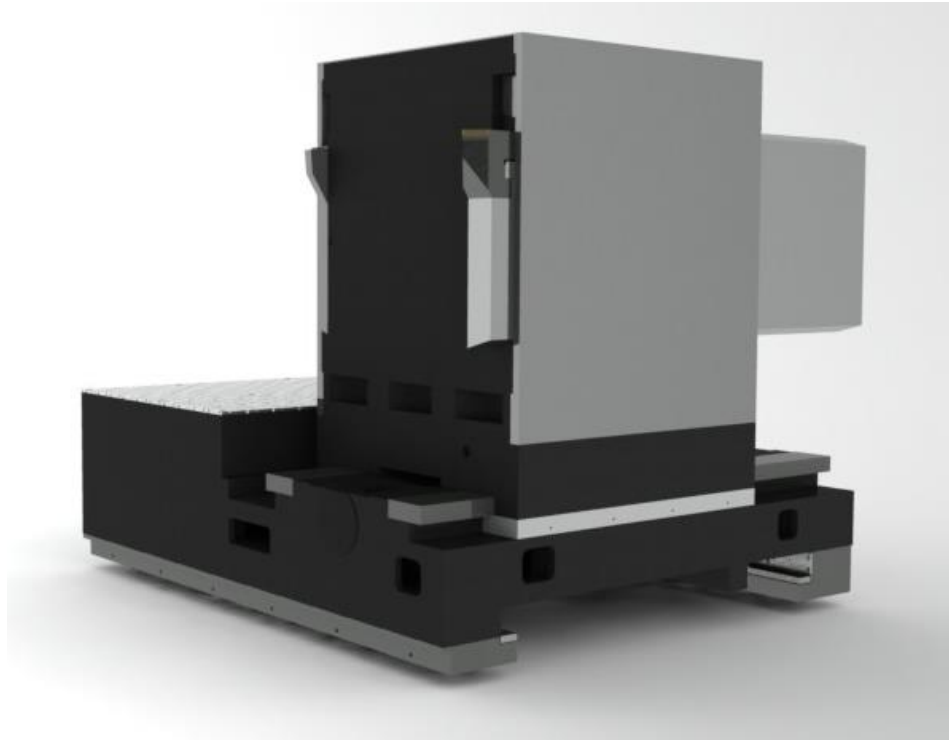


Рисунок 3.4. Загальний вид супорта токарного верстата

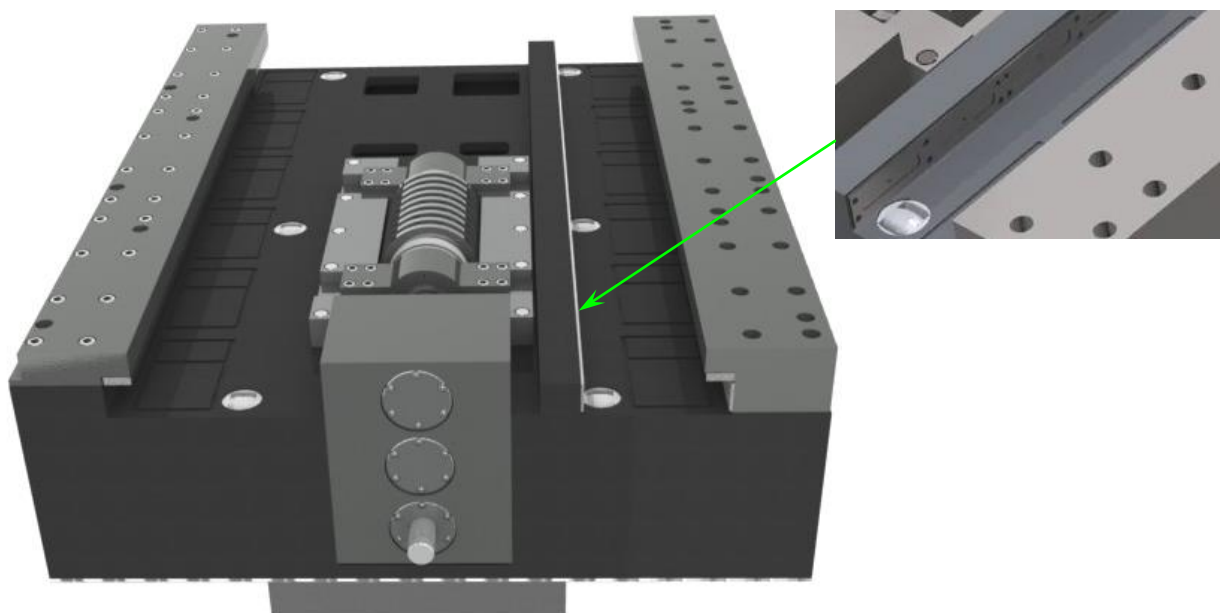


Рисунок 3.5. Гідростатичні напрямні супорта

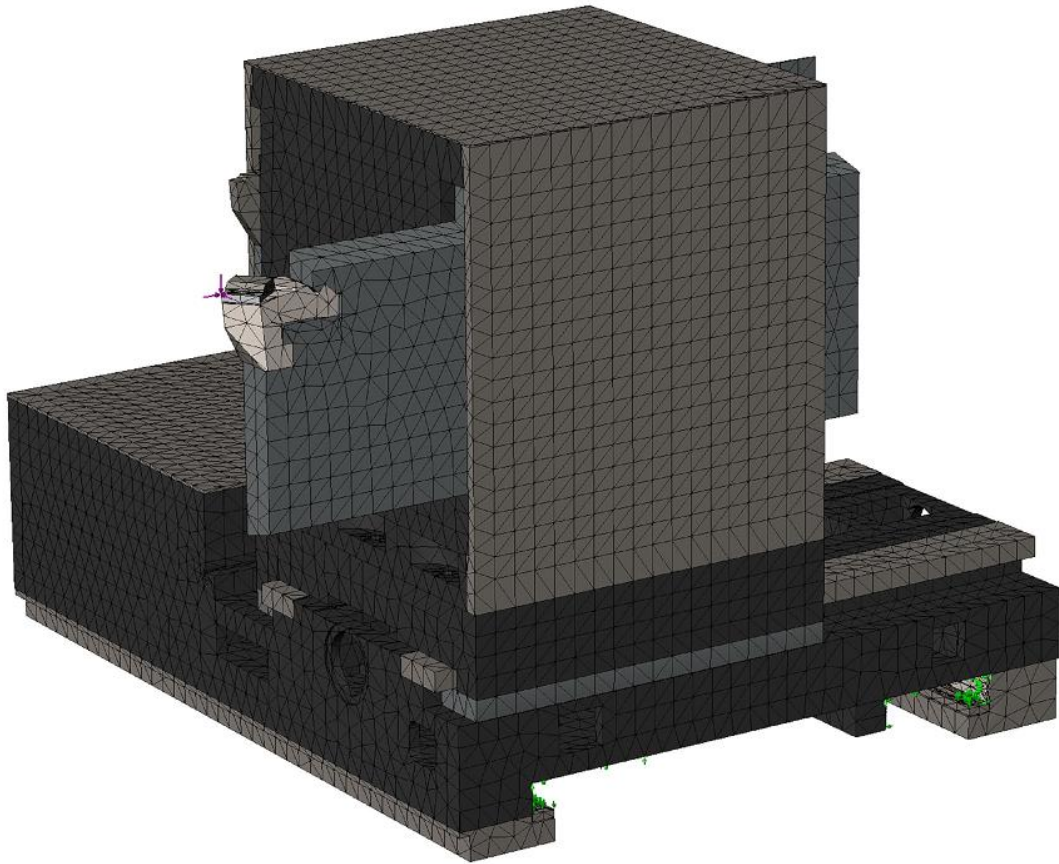


Рисунок 3.6. Сітка скінченних елементів

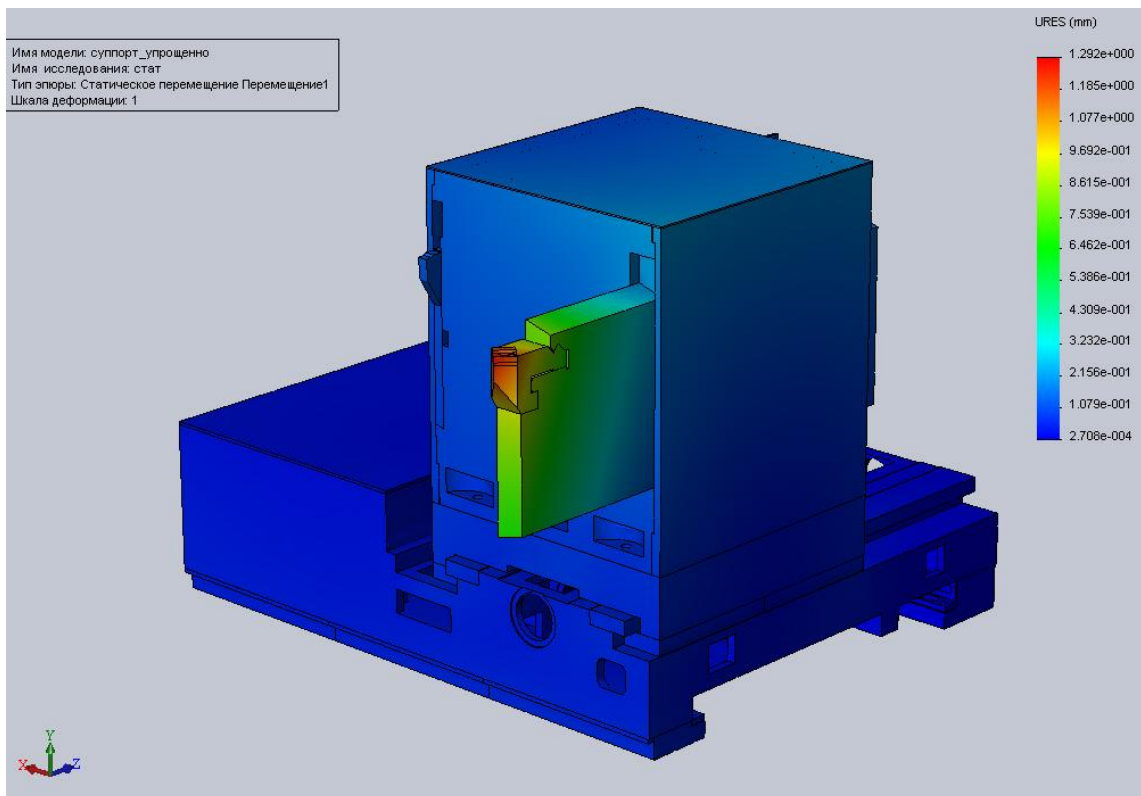


Рисунок 3.7. Епюра переміщень при обробці деталі діаметром 1 м.

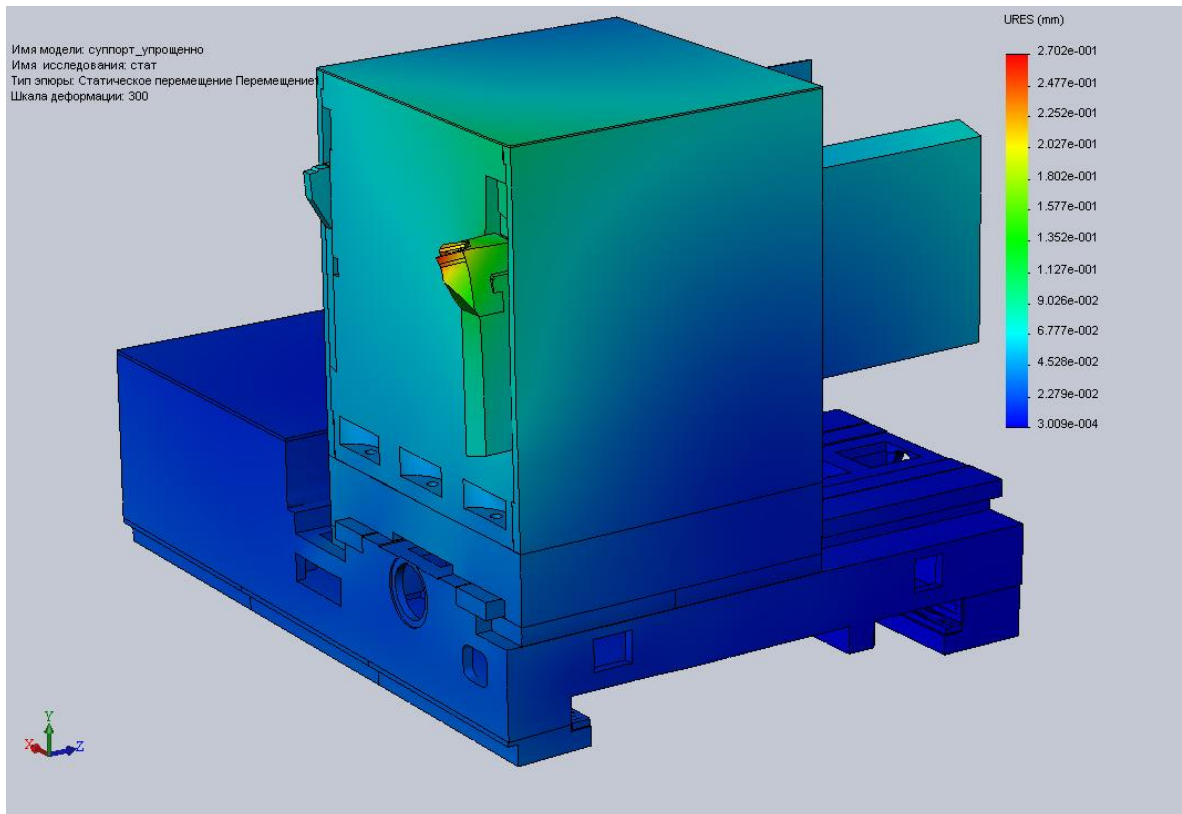


Рисунок 3.8 - Епюра переміщень при обробці деталі діаметром 2 м.

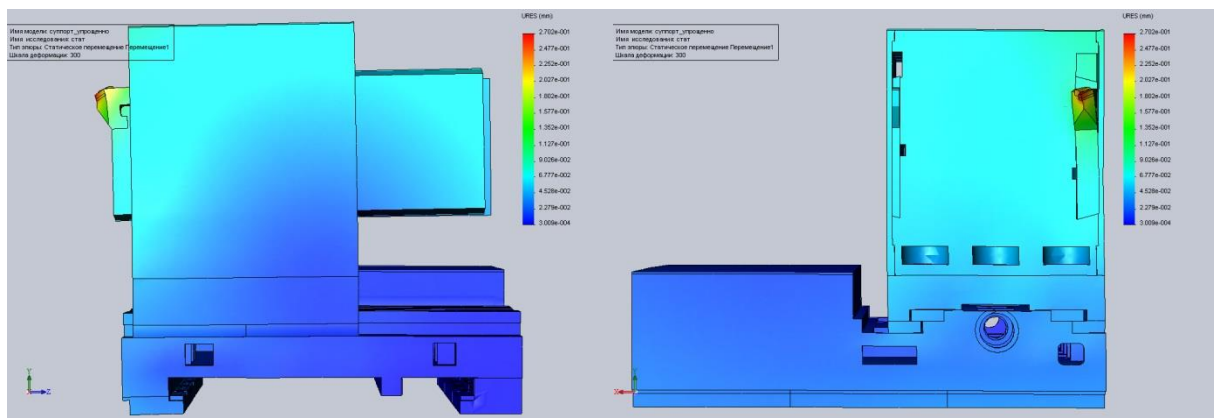


Рисунок 3.9. Модель напружено-деформованого стану супорта із збільшеним масштабом деформацій (300:1)

Для одержання більше повної інформації про деформації супорта під навантаженням були проведені дослідження зі зміною сил різання із заданим кроком. Отримані значення переміщень розкладалися на складові по напрямках осей верстата. За результатами дослідження були побудовані графіки (рис 3.10).

Таблиця 3.4 Отримані дані

Переміщення робочого органу	Сила різання P, кН									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
ΔZ , мкм	20,29	40,48	72,1	79,2	105,7	128,2	134,4	175,3	181,8	207
ΔY , мкм	17,22	29,1	44,2	72,5	80,8	105,7	115,1	137,9	155,1	168,8
ΔX , мкм	15,27	24,2	48,7	65,1	71,7	91,4	113,2	125,3	142,5	152,3

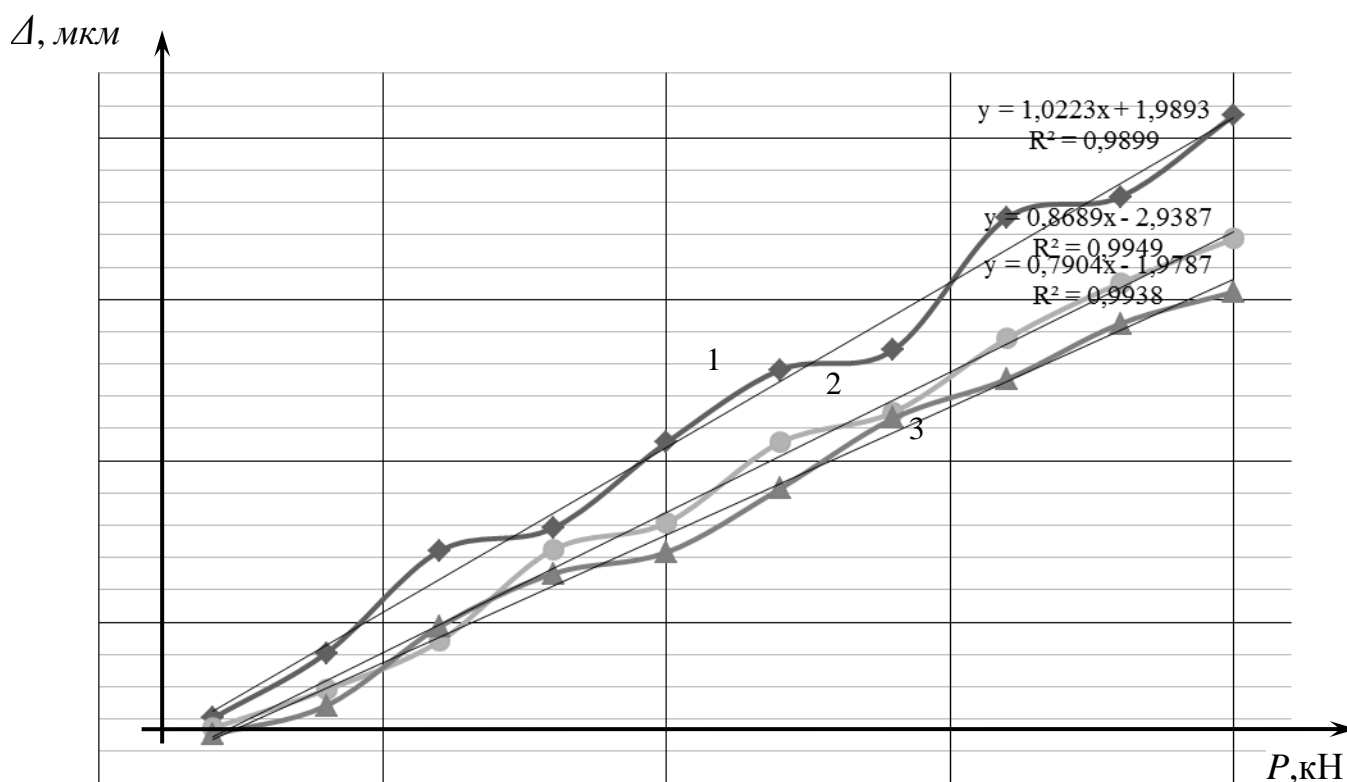


Рисунок 3.10. Залежність переміщень виконавчого органа від прикладеного навантаження: 1) - по осі Z; 2) - по осі Y; 3) - по осі X.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Розрахунок захисного заземлюючого пристрою

Мета розрахунку – визначення кількості і розмірів заземлювачів і складання плану розташування заземлювачів і заземлюючих провідників. Вихідними даними для розрахунку заземлюючого пристрою є: величина опору заземлюючого пристрою, що нормується правилами, питомий опір ґрунту, що визначається вимірюванням або із таблиць нормативів, тип, розміри і умови розташування в ґрунті одиничних заземлювачів.

Визначимо нормативне значення опору заземлювача R_H .

Нормативне значення опору заземлюючого пристрою R_H до якого приєднані нейтралі металевих частин електрообладнання у будь-яку пору року має бути не більше 2, 4 і 8 Ом, відповідно при лінійній напрузі 680, 380 і 220 В в джерелах однофазного струму.

Отже, згідно поставлених умов приймаємо $R_H = 4$ Ом для установок напругою до 1000 В.

Визначимо розрахунковий питомий опір ґрунту ρ в якому будемо розміщувати електроди заземлювача:

$$\rho = \rho_{tabl} \cdot \psi \text{ Ом м} \quad (4.1)$$

де ρ_{tabl} – табличне значення питомого опору ґрунту, Ом м.

Приймаємо $\rho_{tabl} = 40$ Ом м – для глинистих ґрунтів при вологості 10..20 % до маси ґрунту.

ψ - кліматичний коефіцієнт, питомого опору ґрунту. Приймаємо $\psi = 1.3$ – при середній вологості ґрунту.

$$\rho = 40 \cdot 1.3 = 52 \text{ Ом.}$$

Визначимо тип заземлюючого пристрою.

Приймаємо вертикальний стержневий заземлювач, круглого перерізу, розташований біля поверхні ґрунту. Схематично вертикальний заземлювач

показано на рисунку 4.1.

Розрахунковий опір розтікання струму з одного вертикального стержневого заземлювача:

$$R_1 = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \ln \frac{4 \cdot l}{d} \quad (4.2)$$

де l – довжина заземлювача, м; приймаємо $l = 1.5$ м;

d – діаметр заземлювача, м; приймаємо $d = 0.03$ м.

$$R_1 = \frac{52}{2 \cdot 3.14 \cdot 1.5} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1.5}{0.03} = 29.15 \text{ Ом.}$$

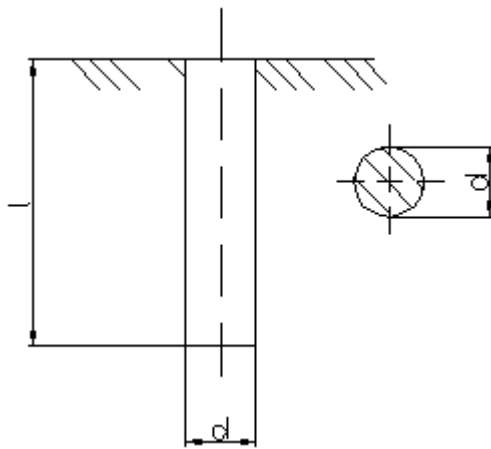


Рис. 4.1. Схема вертикального заземлювача

Визначимо необхідну кількість одиничних заземлювачів, однакових по розмірах і симетрично розміщених в однорідному ґрунті:

$$n' = \frac{R_1}{R_H \cdot \eta'_b} \quad (4.3)$$

де η'_b – коефіцієнт використання вертикальних стержнів.

Цей коефіцієнт залежить від типу заземлювачів, орієнтації і їхньої кількості, відношення відстані між заземлювачами a до їхньої довжини l .

Попередньо приймаємо виносне захисне заземлення відносно заземлюючого обладнання, так як воно дає можливість вибору розташування електродів із найменшим опором ґрунту. Відповідно і заземлювачі приймаємо виносні, із розташуванням по контуру, з відстанню між

електродами $a = 3$ м, відношення $\frac{a}{l} = \frac{3}{1.5} = 2$, і при попередній кількості заземлювачів до 20 шт. приймаємо $\eta'_b = 0.73$.

$$n' = \frac{29.15}{4 \cdot 0.73} = 9.98$$

Приймаємо кількість електродів, рівною $n' = 10$. Уточнимо коефіцієнт використання стержневих електродів.

$$\eta'_b = \frac{R_1}{R_H \cdot n'_b} = \frac{29.15}{4 \cdot 10} = 0.73$$

Визначимо опір з'єднувальних горизонтальних електродів.

Для з'єднання вертикальних електродів приймаємо круглий провідник з діаметром $d = 0.02$ м, розміщений на поверхні ґрунту. Схематично горизонтальний електрод представлено на рисунку 4.2.

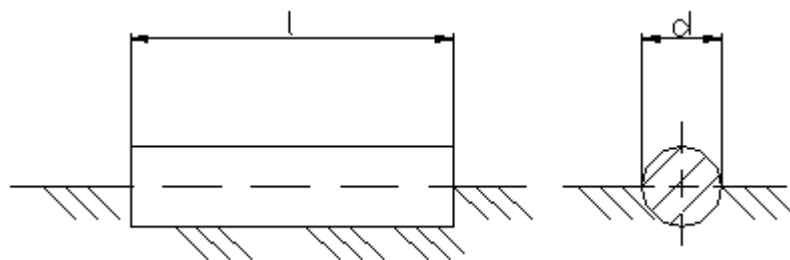


Рис. 4.2. Схема горизонтального заземлювача

Довжина горизонтального провідника, при розміщенні заземлювачів по контуру визначимо по формулі:

$$l = a \cdot n = 3 \cdot 10 = 30 \text{ м.}$$

В ґрунті опір розтікання струму горизонтального електрода (стрічки) без врахування ефекту екранування:

$$R_2 = \frac{\rho}{\pi \cdot l} \cdot \ln \frac{2 \cdot l}{d} \quad (4.4)$$

$$R_2 = \frac{52}{3.14 \cdot 30} \cdot \ln \frac{2 \cdot 30}{0.02} = 2.9 \text{ Ом}$$

Загальний опір заземлюючого пристрою R_{GR} , складається з опору n вертикальних стержнів-електродів та опору горизонтального електрода.

$$R_{GR} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot \eta_G + R_2 \cdot \eta'_b} \quad (4.5)$$

де η_G – коефіцієнт використання горизонтального електрода.

При кількості вертикальних електродів $n = 10$ та відношенні $\frac{a}{l} = \frac{3}{1.5} = 2$

$\eta_G = 0.8$.

$$R_{GR} = \frac{29.15 \cdot 2.9}{29.15 \cdot 0.8 + 2.9 \cdot 0.73} = 3.3 \text{ Ом}$$

Природні заземлювачі не використовуємо, тому розрахункове значення опору ґрунтового заземлювача не повинна перевищувати допустимого опору для електроустановок напругою до 1000 В ($R_H = 4 \text{ Ом}$), тому умова $R_{GR} < R_H$, тобто $3.3 < 4$ виконується.

На основі розрахунків приведемо схему виносного заземлюючого пристрою для даної ділянки, яка представлена на рисунку 4.3.

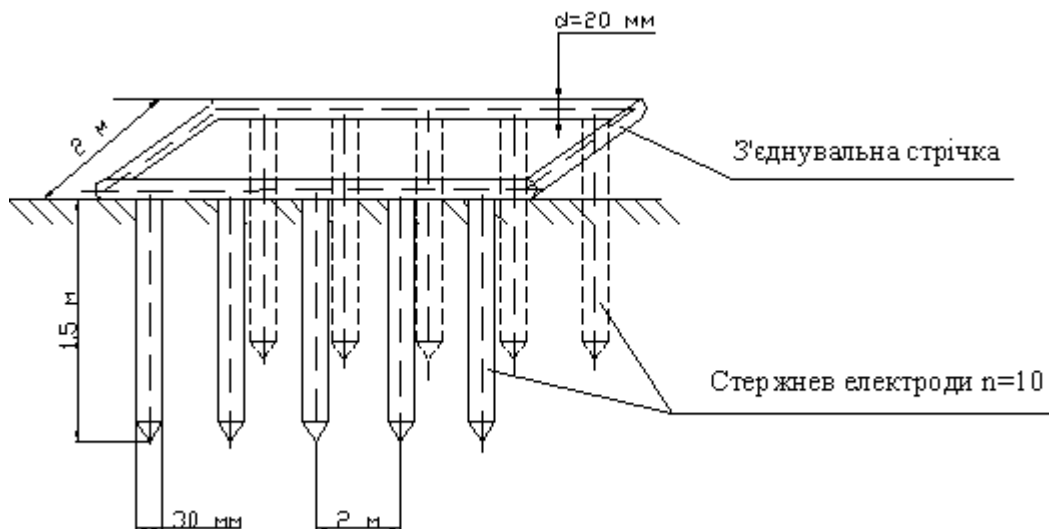


Рис. 4.3. Схема виносного захисного заземлюючого пристрою.

4.2. Застосування основних способів ведення рятувальних робіт на промислових підприємствах

Проблема запобігання виникнення надзвичайних ситуацій техногенного походження та ліквідація їх наслідків для України є однією з найактуальніших.

Не випадково у статті 8 Закону України “Про Цивільну оборону України” наголошено, що “Керівництво підприємства, установ і організацій незалежно від форм власності і підпорядкування забезпечує своїх працівників засобами індивідуального і колективного захисту, організовує здійснення евакозаходів, створює сили для ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій та забезпечує їх готовність до практичних дій, виконує інші заходи з ЦО і несе пов’язані з цим матеріальні та фінансові витрати в порядку та обсягах, передбачених законодавством”. (Частина перша статті 8 в редакції Закону № 555-14 від 24.03.99).

Радіаційні, хімічні і вибухонебезпечні підприємства додатково створюють локальні системи виявлення загрози виникнення надзвичайної ситуації та оповіщення персоналу і населення, що проживає в зонах можливого ураження.

Суть рятувальних та інших невідкладних робіт – це усунення безпосередньої загрози життю та здоров’ю людей, відновлення життєзабезпечення населення, запобігання або значне зменшення матеріальних збитків. Рятувальні та інші невідкладні роботи включають також усунення пошкоджень, які заважають проведенню рятувальних робіт, створення умов для наступного проведення відновлювальних робіт. РІНР поділяють на рятувальні роботи і невідкладні роботи.

До рятувальних робіт відносяться:

- розвідка маршруту руху сил, визначення обсягу та ступеня руйнувань, розмірів зон зараження, швидкості і напрямку розповсюдження зараженої хмари чи пожежі;
- локалізація та гасіння пожеж на маршруті руху сил та ділянках робіт;
- визначення об’єктів і населених пунктів, яким безпосередньо загрожує небезпека;
- визначення потрібного угруповання сил і засобів запобігання і локалізації небезпеки;
- пошук уражених та звільнених їх з-під завалів, пошкоджених та

палаючих будинків, із загазованих та задимлених приміщень;

- розкриття завалених захисних споруд та рятування з них людей;
- надання потерпілим першої допомоги та евакуації їх (при необхідності) у лікувальні заклади;
- вивіз або вивід населення із небезпечних місць у безпечні райони;
- організація комендантської служби, охорона матеріальних цінностей і громадського порядку;
- відновлення життєздатності населених пунктів і об'єктів;
- пошук, розпізнання і поховання загиблих;
- санітарна обробка уражених;
- знезараження одягу, взуття, засобів індивідуального захисту, територій, споруд, а також техніки;
- соціально-психологічна реабілітація населення.

До невідкладних робіт відноситься:

- прокладання колонних шляхів та улаштування проїздів (проходів) у завалах та зараженій території;
- локалізація аварій на водопровідних, енергетичних, газових і технологічних мережах;
- ремонт та тимчасове відновлення роботи комунально-енергетичних систем і мереж зв'язку для забезпечення рятувальних робіт;
- зміцнення або руйнування конструкцій, які загрожують обвалам і безпечному веденню робіт.

Рятувальні та інші невідкладні роботи здійснюються в три етапи.

На першому етапі вирішується завдання:

- щодо екстреного захисту населення;
- запобігання розвитку чи зменшення впливу наслідків;
- з підготовки до виконання РІНР.

Основними заходами щодо екстреного захисту населення є:

- оповіщення про небезпеку;
- використання засобів захисту;

- додержання режимів поведінки;
- евакуація з небезпечних у безпечні райони;
- здійснення санітарної, гігієнічної, протиепідемічної профілактики і надання медичної допомоги;
- локалізація аварій;
- зупинка чи зміна технологічного процесу виробництва;
- попередження (запобігання) і гасіння пожежі.

На другому етапі проводяться:

- пошук потерпілих;
- витягання потерпілих з-під завалів, з палаючих будинків, пошкоджених транспортних засобів;
- евакуація людей із зони лиха, аварій, осередку ураження;
- надання медичної допомоги;
- санітарна обробка людей;
- знезараження одягу, майна, техніки, території;
- проведення інших невідкладних робіт, що сприяють і забезпечують здійснення рятувальних робіт.

На третьому етапі вирішуються завдання щодо забезпечення життєдіяльності населення у районах, які потерпіли від наслідків НС:

- відновлення чи будівництво житла;
- відновлення енерго-, тепло-, водо-, газопостачання, ліній зв'язку;
- організація медичного обслуговування;
- забезпечення продовольством і предметами першої необхідності;
- знезараження харчів, води, фуражу, техніки, майна, території;
- відшкодування збитків;
- знезараження майна, території, техніки.

Відновлювальні роботи ЦО не виконує, їх здійснюють спеціально створені підрозділи (бригади). Залежно від рівня надзвичайної ситуації (загальнодержавного, регіонального, місцевого чи об'єктового) для проведення РІНР залучаються сили і засоби ЦО центрального, регіонального

або об'єктового підпорядкування.

"Стаття 12. Для забезпечення заходів з цивільної оборони, захисту населення і місцевостей від наслідків надзвичайних ситуацій та проведення спеціальних робіт у міністерствах, інших центральних органах виконавчої влади, місцевих державних адміністраціях, на підприємствах, в установах і організаціях незалежно від форм власності і підпорядкування створюються спеціалізовані служби цивільної оборони: енергетики, захисту сільськогосподарських тварин і рослин, інженерні, комунально-технічні, матеріального забезпечення, медичні, оповіщення і зв'язку, протипожежні, торгівлі і харчування, технічні, транспортного забезпечення та інші. Для проведення евакуаційних заходів в умовах надзвичайних ситуацій на базі місцевих державних адміністрацій створюються евакуаційні комісії.

У разі коли підприємством, установою, організацією не здійснюються ці заходи або допускаються порушення в технологічному процесі, не дотримуються правила зберігання, транспортування, використання, знешкодження та захоронення сильнодіючих отруйних, радіоактивних і вибухових речовин, що може призвести до надзвичайної ситуації, штаби цивільної оборони вносять відповідним органам пропозиції щодо застосування до цього підприємства (установи, організації) відповідних санкцій, а також притягнення посадових осіб, винних у порушеннях, до відповідальності згідно з чинним законодавством.

Для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у разі надзвичайних ситуацій застосовуються сили цивільної оборони: війська, спеціалізовані і невоєнізовані формування. Порядок повсякденного функціонування військ цивільної оборони та дії їх у надзвичайних ситуаціях визначаються Статутом військ Цивільної оборони України.

Локалізація і гасіння пожеж. Щоб проводити рятувальні роботи в будинках, необхідно в першу чергу забезпечити доступ формувань у вогнище поразки, локалізувати, а потім і згасити пожежі. Тому рятувальні роботи включають також активні дії по боротьбі з пожежами.

Роботи з локалізації і ліквідації вогнищ пожеж організуються протипожежною службою і проводяться протипожежними формуваннями (командами пожежегасіння і добровільних пожежних дружин) одночасно з іншими видами рятувальних робіт.

Надання першої медичної і першої лікарської допомоги ураженим. Надання медичної допомоги ураженим є одним з головних видів рятувальних робіт. Від своєчасного проведення цих робіт залежить життя багатьох людей.

Надання першої медичної і першої лікарської допомоги ураженим організується медичною службою і проводиться силами медичних формувань, що діють у тісній взаємодії з рятувальними й другими формуваннями ЦО.

Перша медична допомога у вогнищі ядерної поразки виявляється ураженим безпосередньо на місці їхнього виявлення. Порядок і способи надання медичної допомоги визначаються в залежності від їхнього стану. В міру надання першої медичної допомоги уражені евакуюються на медичний пункт.

Евакуація уражених на медичні пункти організується командиром формування і здійснюється вантажним і санітарним автотранспортом, що мається у формуванні, і транспортом, виділеним старшим начальником для цих цілей.

Локалізація аварій на електромережах. Руйнування електромереж може привести до короткого замикання, виникненню пожеж і поразці людей електричним струмом.

Локалізація аварій на електромережах високої напруги являє собою роботи, виконання яких може бути доручено головним чином фахівцям-електрикам. Ця робота складається: у знеструмленні мереж і пристроїв найпростіших заземлень при дерев'яних опорах і при металевих опорах у районі ведення рятувальних робіт, у розбиранні металевих і дерев'яних опор (щогл) для найшвидшого відновлення тимчасових ліній електропередач до найбільш відповідальних об'єктів (якщо збереглися електростанції). На мережах низької напруги ця робота складається: у відключенні від мережі

ушкодженої ділянки рубильником, роз'єднанні чи запобіжників у відрізку проводів від мережі, у збиранні проводів із землі і підвіску їхній до тимчасових опор.

Для усунення аварій електроосвітлювальних мереж залучаються фахівці-електрики, що повинні бути забезпечені гумовими рукавичками, взуттям і іншими спеціальними засобами, а також спеціальним інструментом. Крім того, електрики повинні вміти робити допомога потерпілим від електричного струму.

Укріплення або обвалення конструкцій, які загрожують обвалом і безпеці руху, веденню рятувальних робіт. У процесі робіт необхідно попередити можливу небезпеку обвалення ушкоджених будинків на проїзну частину вулиць, або на укриття, що розкриваються. Для цього тимчасово чи зміцнюють обрушають конструкції будинків, що грозять обвалом.

Після огляду аварійного будинку й окремих конструкцій кріплення їх у залежності від висоти виробляється в такий спосіб: стіни висотою до 6 м зміцнюють установкою простих дерев'яних чи металевих підкосів під кутом 45—60° до обрію.

Стіни будинку висотою 12 м і більш зміцнюються подвійними підкосами. В обох випадках кількість підкосів визначається стійкістю будинку, що закріплюється. Звичайно підкоси встановлюються в кожному простінку будинку.

Для кріплення можуть використовуватися елементи зруйнованих будинків і конструкції (металеві і дерев'яні балки, бруси, диски п колоди). Стіни будинку й окремих конструкцій можуть зміцнюватися за допомогою розпірок на тросах. У випадках, коли можливе обвалення хитких частин будинку, їх обрушають за допомогою лебідки чи троса трактором. Для цього обстежують конструкцію, що грозить обвалом, і вибирають спосіб робіт. У район робіт сторонні не допускаються. Лебідку встановлюють на відстані не менш двох висот конструкції, що обрушується, і закріплюють трос на конструкції. Тимчасове відновлення і ремонт ушкоджених ліній зв'язку.

Зв'язок має важливе значення для керування силами ЦО в ході проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відбудовних робіт. Тому поряд із проведенням рятувальних і невідкладних аварійно – відновлювальних робіт здійснюється відновлення ушкоджених ядерним вибухом ліній зв'язку. Відбудовні роботи організуються начальником служби зв'язку, що використовує для цієї мети наявні формування зв'язку.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Гідростатичні напрямні дозволяють забезпечити високі показники точності, жорсткості, надійності верстатного обладнання, що забезпечують лінійну характеристику тертя; дозволяють контролювати навантаження і полегшують реалізацію систем, що самоналаштовуються; їх можна використовувати як привод мікропереміщень.

2. Моделювання та розрахунок напрямних необхідно проводити на основі спільного рішення рівняння Рейнольдса з урахуванням теплових та пружних деформацій.

3. Розроблено конструкцію гідростатичних напрямних токарного верстата вантажопідйомністю 100 тонн із раціональними конструктивними параметрами.

4. Моделювання роботи супорта при підвищених навантаженнях показало задовільну працездатність напрямних.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Под ред. А. Г. Косиловой Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Под ред. А. Г. Косиловой Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
3. В.А.Воскресенский, В.И.Дьяков, А.З.Зиле /Расчет и проектирование опор жидкостного трения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 232с.
4. Под ред. В.Э.Пуша Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов./ Под ред. В.Э.Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 256с
5. В.И.Анурьев Справочник конструктора-машиностроителя /В.И.Анурьев. – В трех томах/М. Машиностроение. 1980г.
6. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике /[Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др.] СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с.
7. Алямовский А.А. SolidWorks/CosmosWorks/Инженерный анализ методом конечных элементов. /Алямовский А.А. – М.: ДМК Пресс, 2004,- 432 с.: ил.
8. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков / Коллектив авторов под ред. д-ра техн. наук Д.Н. Решетова. – т.1. М., «Машиностроение», 1972, стр. 664.
9. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. / Коллектив авторов под ред. д-ра техн. наук проф Д.Н. Решетова – т.2. М., «Машиностроение», 1972, стр. 520.
10. А.С.Пронников Проектирование металлорежущих станков и станочных систем / под ред. А.С.Пронникова том 2 часть II. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с.

11. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков./ Портман В.Т.– М.: Машиностроение, 1984 г., 256 с.
12. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов // Проектирование металлорежущих станков и станоч. систем: в 3 т. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана; Машиностроение, 1994.
13. Ковалев В.Д., Бабин О.Ф. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования – Краматорск: ДГМА, 2003. –с.43-70, 97-102.
14. Ковалев В.Д. Конструкции и эксплуатация тяжелых станков: / Бабин О.Ф., Пономарев Л.Д. // Учебное пособие. – Краматорск: - ДГМА, 2004. – 112 с.
15. Ковалев В.Д. Адаптивное управление точностью тяжелых токарных станков /Бабин О.Ф., Мельник М.С. //Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. – Вып.2.– Запорожье. - 2001.- С.108-110.
16. Пикалов Я.Ю. Конструкции и характеристики адаптивных гидростатических шпиндельных опор с плавающим регулятором нагнетания смазки. / Пикалов Я.Ю., Шатохин С.Н. // СТИН.2006. №5.
17. Демин В.Г. Проектирование адаптивных гидростатических опор для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков. / Демин В.Г., Пикалов Я.Ю., Шатохин С.Н. // Технология машиностроения.2008.№9. С.27-30.
18. Приходько О.Б., Ковалев В.Д. Практика расчетов опор жидкостного трения// Трение и износ.- 1987. –с.504-511. – т.8. - №3.
19. Гидростатические направляющие с регуляторами. Расчет и проектирование. Рекомендации / Е.М. Якир, Г.А. Левит, Б.Г. Лурье. – М.: ЭНИМС, 1970. – 64 с.
20. Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Васильченко Я.В. Управление точностью перемещений гидростатических опорных узлов.//www.nbuu.gov.ua/

21. On the three-dimensional Euler equations with a free boundary subject to surface tension. Schweizer Ben. Ann. Inst. H.Poincar'e. Anal. non lineaire.2005. 22,№6, с. 753–781.
22. Remark sont hederi vationofthe hydrostatic Euler equations. BrenierYann. Bull. sci. math. 2003. 127, №7, с. 585–595.
23. Launder, B.E., and D.B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flow", ImperialCollege of Science and Technology, London, England, Jan. 1973, NTIS N74-12066.
24. High Speed Equipment Bearings//Proceeding of The Glacier Metal Co. Ltd, Alperton, Wembley, England, 1984, June, p. 31-34.
25. Гидростатические направляющие у станков для твердого точения: Trametal. 2003. Nr. 72, с. 26, 27, ил. 3.
26. Hydrostatic Shoe bearing Arrangements// SKF group, 2001.
27. Kotilainen, M.S.A. Design and Manufacturing of Modular Self-Compensating Hydrostatic Journal Bearings. MIT Ph.D. Thesis in Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2000.
28. Stansfield, F. Hydrostatic Bearings for Machine Tool and Similar Applications. London: The Machinery Publishing Co., 1970.
29. Slocum, A. "Self Compensating Hydrostatic Linear Bearing". US Patent #5,104,237. 14 Apr. 1992.
30. Паливода Ю.Є. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник / Ю.Є. Паливода, А.Є. Дячун, Р.Я. Лещук. - Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. - 240 с
31. Луців І.В. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, Р.Я.Лещук // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2009, Том 14, №4. С.144-149
32. Гидростатические опоры фирмы Monforts<http://www.technopolice.com.ua/>
33. Компактные гидростатические направляющиеwww.tdroskomplekt.ru/user/files/5tpi149.pdf