

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Металорізальних верстатів та інструментів

(повна назва кафедри)

**Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: Розробка конструкції двокоординатного  
похило-поворотного стола багатоцільового верстата

Виконав: студент 6 курсу, групи Мз 213м  
спеціальності (напряму підготовки)

133 “Галузеве машинобудування”

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

освітня програма “Металорізальні верстати  
та системи”



Ушаков О.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник



Солоха В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент



Глушко А.В.

(прізвище та ініціали)

м. Запоріжжя  
2018 рік

## МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Запорізький національний технічний університет**

(повна найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний  
 Кафедра Металорізальних верстатів та інструментів  
 Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) Магістр  
 Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування"  
(код і назва)  
 Освітня програма "Металорізальні верстати та системи"  
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Фролов М. В.

" 18 " 12 2018 року

### ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Ушаков Олексій Вікторович(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи): Розробка конструкції двокоординатного похило-поворотного стола багатоцільового верстата

керівник проекту (роботи): Солоха Василь Васильович, доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "07" 11 2018 року № 339

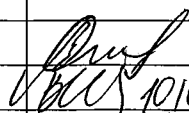
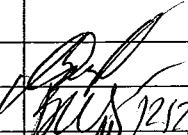
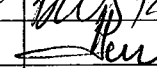
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2018

3. Вихідні дані до проекту (роботи) оброблювані деталі: турбінні колеса, деталі авіаційної техніки, шестерні, пресформи з вагою до 1400 кг.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) - *аналіз конструкцій похило-поворотних столів багатоцільових верстатів; вибір і розрахунок параметрів приводів за осями повороту: електродвигуна, редуктора, зубчасті передачі. Вибір підшипників поворотних осей і датчиків контролю положення робочого органу за осями*

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) *конструкція столів, що розглядалися в аналізі; креслення стола вибраного варіанту конструкції: загальний вигляд, розріз стола, що дають уявлення про його конструкцію*

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

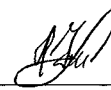
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Солоха В.В.		
7	Шмирко В.І.	10.10.18	12.12.18
Нормо контроль	Глушко А.В.	17.12.18	

## 7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	<i>Аналіз конструкцій похило-поворотних столів багатоцільових верста</i>	20.10.2018	
2	<i>Вибір і розрахунок параметрів приводів за осями повороту: електродвигуна, редуктора, зубчасті передачі</i>	01.11.2018	
3	<i>Вибір підшипників поворотних осей і датчиків контролю положення робочого органу за осями</i>	10.11.2018	
4	<i>Конструкція столів, що розглядалися в аналізі</i>	20.11.2018	
5	<i>Креслення стола вибраного варіанту конструкції: загальний вигляд, розрізистола, що дають уявлення про його конструкцію</i>	10.12.2018	

Студент

  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Ушаков О.В.

Керівник проекту (роботи)

  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Солоха В.В.

## РЕФЕРАТ

ПЗ: сторінок – 65, рисунків – 10, літературних джерел – 17.

**Об'єктом досліджень** є двокоординатний похило-поворотний стіл багатоцільового верстата.

**Метою роботи** є розробка конструкції двокоординатного похило-поворотного столу багатоцільового верстату для обробки складних деталей.

У роботі проведений аналіз типів і конструкцій поворотних столів багатоцільових верстатів. Виходячи з призначення, числа ступенів рухомості та маси оброблюваної заготовки вибрано прототип стола. Виконані розрахунки приводу стола за віссю А: розраховано та вибрано приводний електродвигун та елементи кінематики – планетарний редуктор та приводну зубчасту передачу. Виконані розрахунки довговічності опор стола за віссю А. Вибрано тип датчика положення стола за віссю.

**Методи дослідження:** теоретичний аналіз, комп'ютерне моделювання, графічний та графоаналітичний метод.

ВЕРСТАТ, ДВООСЬОВИЙ ПОХИЛО-ПОВОРОТНИЙ СТИЛ, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ПРИВОД ПОВОРОТУ, ШЕСТИРНЯ, МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ, ДВИГУН, ПІДШИПНИК.

## ЗМІСТ

Реферат.....	3
Зміст.....	4
Вступ.....	6
1 Аналіз конструкції похило поворотних столів багатоцільових верстатів.....	8
1.1 Поворотний стіл з приводом черв'ячною передачею.....	9
1.2 Двох осьовий поворотний стіл HERMLE.....	10
1.3 Поворотні столи з приводом від моментних електродвигунів.....	11
1.4 Стіл верстату Huron K2X10 five.....	12
1.5 Стіл фірми HAASCNC TP-210.....	13
1.6 Двох осьовий поворотний стіл з нахилом від ЧПУ CNCT 1000 GSA.....	14
1.7 Похило - поворотний стіл Ø255 мм.....	15
2 Обґрунтування вибраного варіанту конструкції стола, розрахунок технічної характеристики.....	19
3 Вибір і розрахунок параметрів приводів за осями повороту.....	20
3.1 Планетарний редуктор.....	20
3.2 Момент навантаження.....	23
3.3 Момент інерції зубчатого колеса.....	25
3.4 Зубчата передача.....	27
3.5 Проектний розрахунок циліндричних зубчатих передач на витривалість зубів при згині.....	28
3.6 Розрахунок передач на контактну витривалість зубів.....	30
4. Вибір електродвигуна.....	33
5. Розрахунок довговічності підшипників осі повороту.....	38
5.1 Розрахунок сили і моменту різання.....	38
5.2 Розрахунок реакції опор.....	39
5.3 Підшипники кочення.....	40
5.4 Розрахунок еквівалентного навантаження.....	41
5.5 Довговічність підшипника.....	42
6 Вибір датчиків контролю положення робочого органу за осями.....	44
7 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	46

7.1	Аналіз потенційних небезпек.....	46
7.2	Заходи по забезпеченню безпеки.....	47
7.3	Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	49
7.4	Заходи з пожежної безпеки.....	53
7.5	Евакуація людей при пожежі.....	55
7.6	Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	58
	Висновки.....	64
	Список використаних джерел.....	65

## ВСТУП

Металообробне устаткування є одним з головних чинників, що визначають розвиток народного господарства країни. Ефективність його використання безпосередньо впливає на виробництво нових машин для всіх галузей промисловості, сільського господарства і так далі, а це в кінцевому випадку характеризує рівень життя суспільства.

Поворотні столи широко застосовуються на верстатах різного призначення – як на автоматичних лініях при крупно серійному та масовому виробництві деталей, так і на окремих установках. Це фрезерні, обробні центри, вертикально-свердлувальні верстати та інше устаткування де необхідно забезпечити швидке переміщення оброблюваної заготовки відносно робочого органу.

Головною перевагою поворотного столу є можливість обробки деталей в різних площинах. Так, для фрезерних верстатів окрім переміщення заготовки в трьох основних напрямках (подовжнє, поперечне і вертикальне), поворотний стіл може забезпечити обертання деталі у вертикальній і горизонтальній площинах. Стіл забезпечує переміщення заготовки в різних координатах під необхідним кутом нахилу і здійснювати високоточну обробку. Застосування поворотного столу дозволяє значно зменшити час на обробку, підвищити продуктивність праці. При виконанні обробних операцій цей вид оснащення дозволяє встановлювати деталь поза зоною роботи, тим самим не перериваючи виробничий цикл. Значно підвищуються і функціональні можливості устаткування.

**Метою роботи** є розробка конструкції двокоординатного похило-поворотного столу багатоцільового верстата для обробки складних деталей.

**Об'єкт дослідження:** двокоординатний похило поворотний стіл багатоцільового верстату для обробки деталей середньої ваги та розмірів.

**Задачі:** Провести аналіз існуючих конструкцій поворотних столів; проаналізувати та описати прототип; вибрати схему стола та тип приводів

за поворотними осями; визначити навантаження, що діють на елементи конструкції і приводи стола; вибрати електродвигуни для осей повороту; виконати розрахунки елементів конструкції та приводу повороту за віссю А; вибрати датчики кутового переміщення.



# 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ПОХИЛОПОВОРОТНИХ СТОЛІВ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ

## Види поворотних столів

Поворотні столи для металорізальних верстатів і іншого устаткування класифікуються залежно від можливого напрямку руху. Існує п'ять основних типів столів :

– похило-поворотний стіл може здійснювати поворот заготовки навколо власної осі від 0 до 90°.

– поворотний стіл з подовжнім переміщенням застосовується при фрезеруванні отворів усередині плоских сталевих виробів. Є моделі оснащені ділильним диском для розділення робочої зони на функціональні частини.

– поворотні горизонтально-вертикальні столи забезпечують можливість ефективної обробки заготовки у вертикальному і горизонтальному положеннях. Ця конструкція, зокрема, широко застосовується при круговому фрезеруванні і нарізуванні гвинтових канавок.

– горизонтальний поворотний стіл використовується для кругового фрезерування, свердління отворів по колу і інших операцій. Найбільш простий і універсальний варіант конструкції.

– поворотний стіл з поперечно-подовжнім переміщенням найбільш технологічний варіант конструкції, значно підвищує можливості верстата, особливо за відсутності власної системи поперечно-подовжнього переміщення. Стіл має можливість повного повороту по основі, що дає можливість обробки деталей із складною конфігурацією, поверхні якої розташовані під різними кутами по відношенню один до одного.

Столи також діляться на одноосьові та двохосьові. Різняться по положенню осей обертання: з горизонтальною віссю обертання і з вертикальною віссю обертання для свердління отворів і фрезерування великої кількості різних деталей (фрезерні, свердлувальні, розточувальні, зуборізні, шліфувальні верстати). По типу приводу столи діляться на електромеханічний,

електричний та гідравлічний. Електромеханічний привід розділяється на приводи з циліндричною передачею, черв'ячною передачею, зубчато-рейковою передачею.

Циліндрична передача має наступні особливості: відсутність гальмування; високий ККД; висока допустима частота обертання; складна конструкція.

Черв'ячна передача характеризується: високою редукцією при хорошій компактності; самогальмуванням; вищою точністю; низьким ККД; обмеженням частоти обертання; зносом колеса. Призначення столу – силовий (для передачі моменту оброблюваної деталі, що крутить); позиційний (для позиціонування оброблюваної деталі); комбінований.

Висока точність обробки на цих столах досягається конструктивним рішенням "стіл в столі". Це дає високу жорсткість і динамічну стійкість вузла.

Реалізація приводів поворотних осей "В" і "С" на базі вбудованих електромоторів (DDM-система) забезпечує високу жорсткість на столі.

### 1.1 Поворотний стіл з приводом черв'ячною передачею

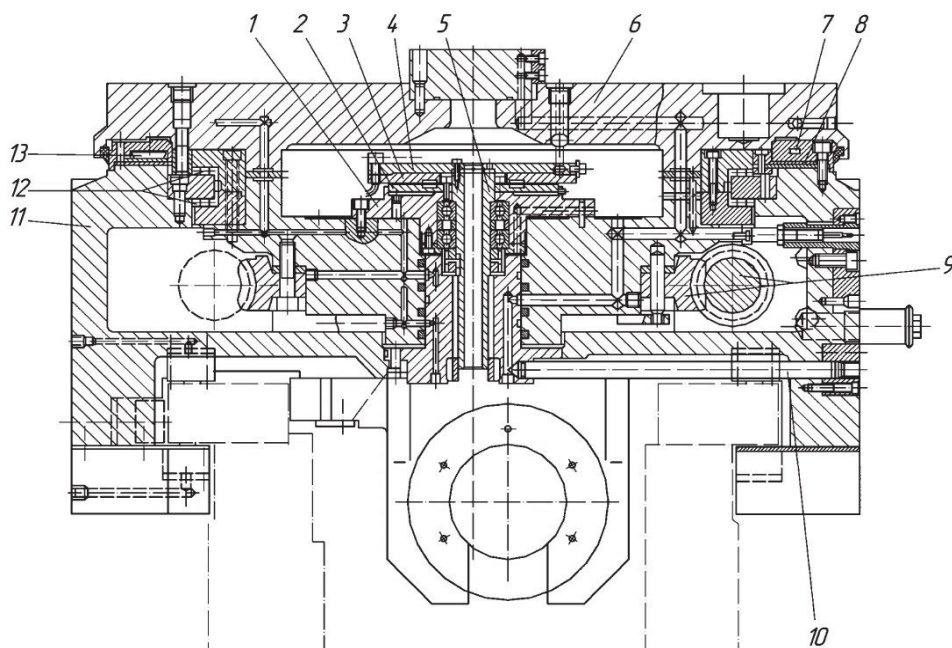


Рисунок 1.1 – Стіл з черв'ячною передачею

Рух в цій передачі здійснюється електродвигуном, закріпленому на корпусі каретки. Ротор двигуна з'єднаний через муфту з черв'ячним валом, закріпленим в каретці столу, і передає рух на черв'ячне колесо, яке закріплене на корпусі поворотного столу. Далі здійснюється круговий рух за допомогою підшипника, встановленого між поворотним столом та кареткою. Планшайба закріплюється болтами до поворотного столу, і здійснює рух разом з поворотним столом.

Поворотний стіл з приводом черв'ячної передачі (рис. – 1.1) використовується для ділильних рухів (індексації) та кругового руху в процесі обробки за віссю. Такий рух виконується з малими швидкостями.

Черв'ячні передачі доцільно використовувати в механізмах де потрібні великі передавальні відношення та висока кінематична точність, зокрема в ділильних пристроях. Знижений ККД та схильність передачі до заїдання обмежує її застосування областю низьких швидкостей та низьких і середніх навантажень з періодичним та короткочасним режимом роботи.

Для усунення зазорів та запобігання «мертвого» ходу в процесі реверсу руху в конструкції приводу можуть застосовуватися два черв'яка.

## 1.2 Двоосьовий поворотний стіл фірми HERMLE

Поворотний стіл ( рис. – 1.2.) з заготовкою обертається за двома осями. Рух за віссю А може здійснюватися або від приводного синхронного двигуна через зубчасту передачу, або за допомогою моментного електродвигуна. Для зменшення скручування стола в процесі обробки передбачена можливість використання в приводі осі А двох електродвигунів, установлених на протилежних кінцях столу.

Для верстата С-32:

- стіл d-650 мм; частота обертання за віссю С (поворот планшайби) 30 об/хв., для черв'ячного приводу і 65 об/хв. для приводу від моментного двигуна;
- частота обертання для осі А (гойдання) – 25 об/хв.;

- максимальне навантаження на стіл: для одностороннього приводу – 600 кг, для двостороннього – 1000 кг;
- частота обертання для осі А (гойдання) – 20 об/хв.;
- максимальне навантаження на стіл– 2000 кг;



Рисунок 1.2 – Двохосьовий поворотний стіл HERMLE з зубчатим приводом

- кут повороту за віссю А +100/-130°;
- синхронний електродвигун QSY190CEcoDynHEIDENHAIN;
- номінальна частота – 3000об/хв<sup>-1</sup>;
- номінальна потужність – 7,2кВт/6,5кВт;
- номінальний момент – 23Нм/20,7Нм;
- передавальне відношення зубчатої передачі 1 : 4,67;
- крутний момент на валу колеса – 107,3 Нм.

### 1.3 Поворотні столи з приводом від моментних електродвигунів

РІСОМАХ 825 VERSA (рис. 1.3) дозволяє обробляти надскладні деталі з важкооброблюваних матеріалів за одну установку. Стіл складається з каретки, яка переміщується двома лінійними напрямними кочення з трьома опорами кочення на кожній, передньої та задньої опор, моста та інших складових елементів. У передній опорі і мості розташовуються моментні електродвигуни, що передають крутний момент через кільця на вали, які з'єднані безпосередньо з мостом (обертання за віссю А) та з поворотним столом (обертання за віссю "С").

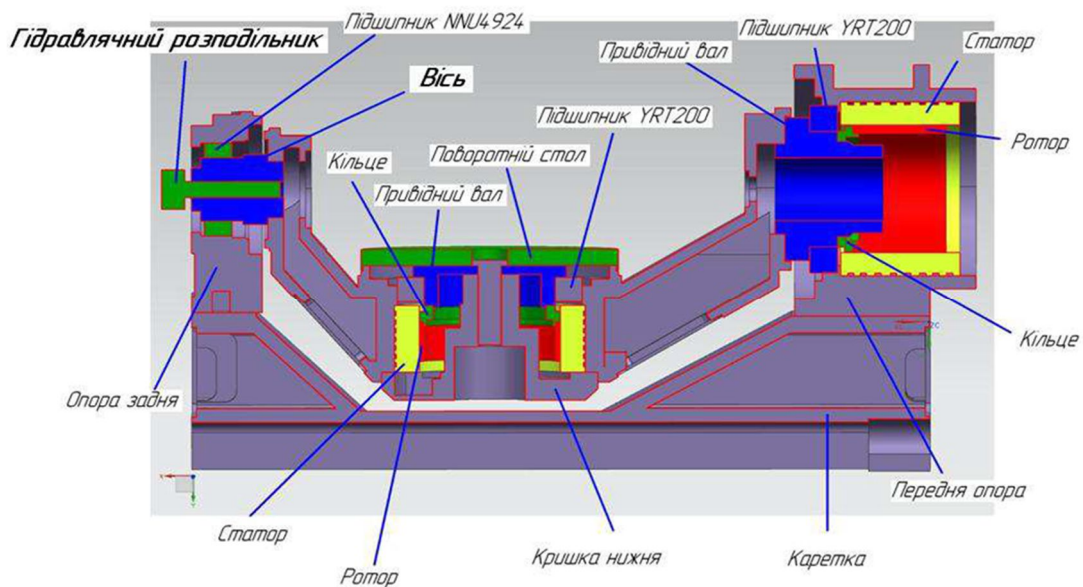


Рисунок 1.3 – Стіл верстату PICOMAX 825 VERSA

Технічна характеристика столу:

- розміри стола 460х460 мм;
- максимальне навантаження на стіл 300кг;
- приводи за осями С і А від моментних електродвигунів;
- швидкість обертання за віссю С – 60 об/хв.; за віссю А – 30 об/хв.;
- кут повороту за віссю А -  $\pm 115^\circ$ ;
- максимальний момент приводу за віссю С – 580 Н/м; за віссю А – 1500 Н/м.

#### 1.4 Стіл верстату Huron K2X10 five

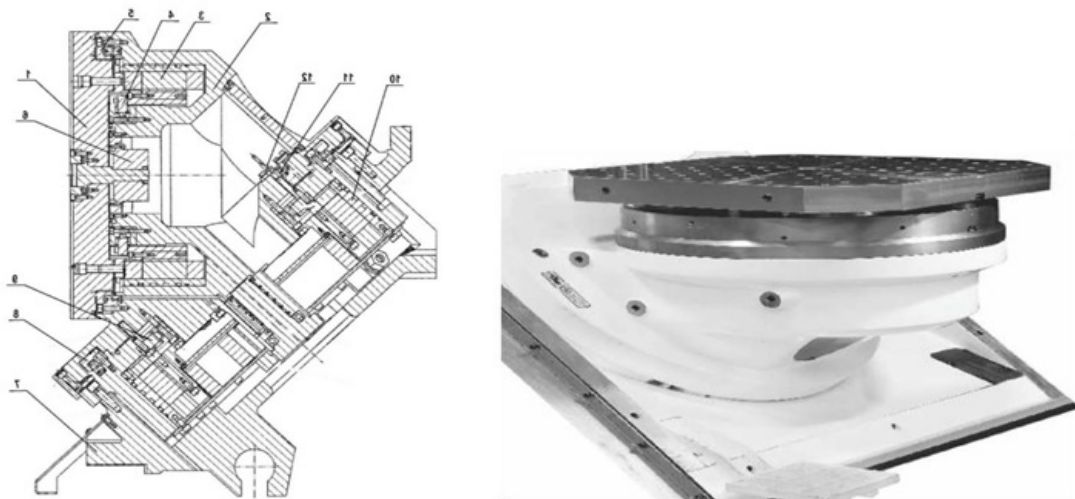


Рисунок 1.4 – Стіл верстату HuronK2X10 five .

За допомогою таких столів(рис. 1.4) можна виконувати обробку всіх видів складних деталей (прес-форми, авіаційні деталі, ковальські штампи, штампи ріжучих інструментів і ін.).

- Розміри стола -  $d\ 630\ \text{мм}$ ;
- вісь А нахилена під кутом  $45^\circ$ ;
- кут повороту за віссю А –  $-45^\circ/+180^\circ$ ;
- навантаження на стіл –  $500\ \text{кг}$ ;
- швидкість руху за осями: вісь А –  $40\ \text{об/хв.}$ , вісь С –  $90\ \text{об/хв}$ ;
- приводи за осями від моментних електродвигунів;
- максимальний сталий момент приводу за віссю С –  $588\ \text{Н/м}$ ; за віссю А –  $780\ \text{Н/м}$ .

### 1.5 Стіл фірми HAASCNC TP-210

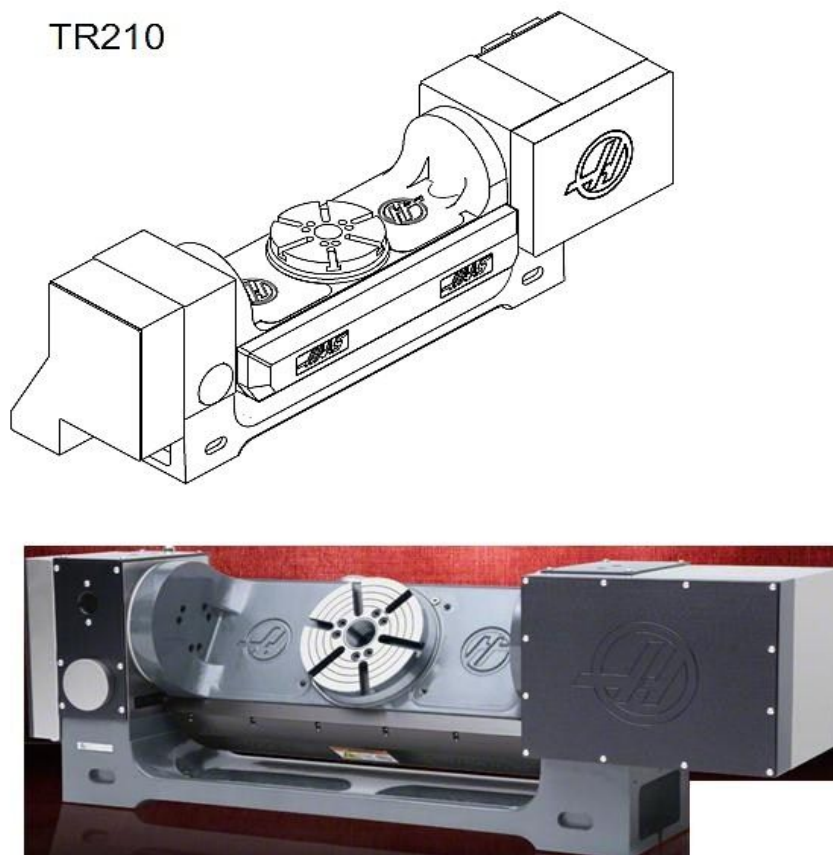


Рисунок 1.5 – Стіл верстату HAASCNC TP-210

Основою конструкцією кожного поворотного столу Haas (рис. 1.5) є

черв'ячні колесо великого діаметру з алюмінієвої бронзи з прецизійною відшліфованим черв'яком з легованої сталі (твердість HRC60), що працюють у ванні з синтетичного масла.

- Діаметр планшайби – 210 мм;
- Максимальне навантаження – 91 кг.;
- максимальна швидкість гойдання (вісь А) – 10 об/хв.;
- максимальний кут  $\pm 120^\circ$ ;
- максимальна частота обертання (вісь С) – 10 об/хв.;
- максимальний момент за віссю А – 407 Нм; за віссю С – 285 Нм.;
- передавальне відношення черв'ячної передачі для обох осей 1:90, передавальне відношення пасової передачі 1:2, «мертвий» хід – 30", серводвигун 1,5 НР (1,1 кВт).

#### 1.6 Двохосьовий поворотний стіл з нахилом від ЧПУ CNCT 1000 GSA

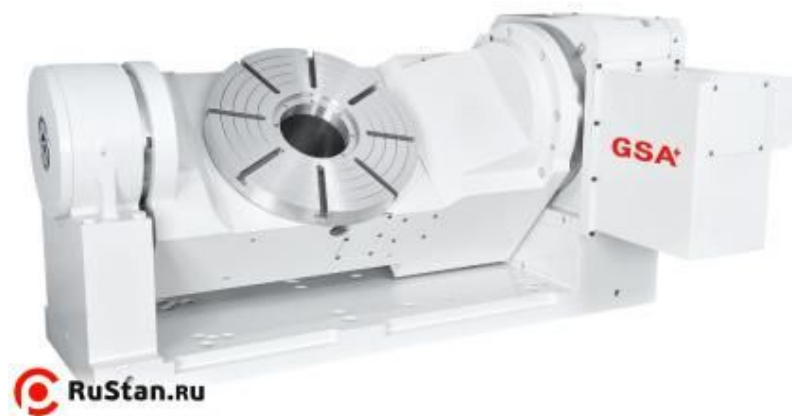


Рисунок 1.6 – Стіл верстату ЧПУ CNCT 1000 GSA

Компактний дизайн столу CNCT 1000 GSA (рис.1.6) дозволяє встановлювати на верстат з довжиною стола від 1 м. Проста установка на традиційні 3-осьові верстат. За допомогою 1- осьового контролера GSA, що підключається до системи ЧПУ через M-коди для програмованого нахилу, столу, можна виробляти 5-осьову обробку без зміни конструкції верстата і його електрообладнання. Столи фірми Golden Sun мають в своїй основі прецизійні нікель-бронзово черв'ячні шестерні і черв'ячні вали з зміцненої загартованої сталі в комбінації з багато точковою пневматичною стопорною системою, що



гарантує столу довгострокову точність позиціонування. Столи можуть працювати як реальній осі, для одночасної обробки по 4-м або 5-ти осях (якщо ЧПУ верстата дозволяє проводити одночасну 4-х або 5-ти осьову обробку), або як індексовані головки, для позиційної обробки (індексація здійснюється за допомогою контролера або вручну).

Технічні характеристики столу CNCT -1000:

- діаметр мм 1000;
- загальна висота мм 960;
- вага CNCT -1000 нетто (без двигуна) кг 5200;
- центральний отвір мм 75H7;
- ширина T-пазів мм 22H7;

Стіл може бути оснащений як гідравлічним, так і пневматичним затискним пристроєм. Для підвищення точності позиціонування може бути встановлений фотоелектричний датчик.

### 1.7 Похило – поворотний стіл Ø255 мм

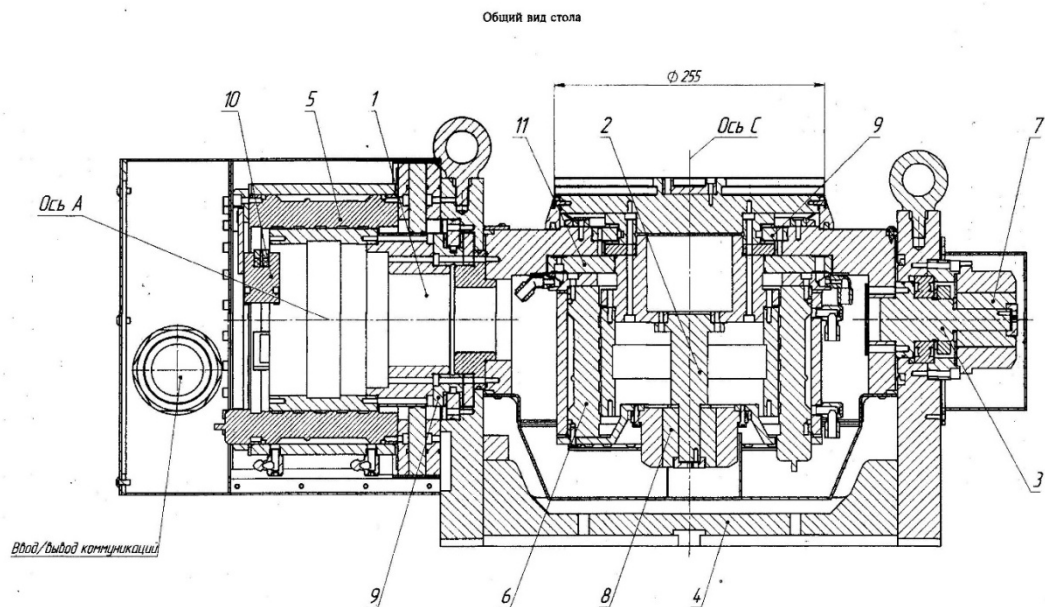


Рисунок 1.7 – Похило поворотний стіл Ø 255 мм

Стіл (рис. 1.7) призначений для установки на трьох координатні фрезерні верстата, оснащений числовим програмним управлінням (ЧПУ), для



використання в якості четвертої і п'ятої осей. Застосовується для обробки деталей типу дисків, крильчаток, лопаток ТВД, складних валів, штампів, пресформ. Стіл дозволяє виконувати нахил куліси - нахил осі С щодо осі А та поворот планшайби на задану величину кута в перервах між обробкою і в процесі обробки (силове фрезерування).

Стіл складається з чотирьох основних вузлів: вузла нахилу планшайби 1 (вісь А), куліси 2 (вісь С), опори 3 і плити 4. Вісь нахилу куліси розташована горизонтально (вісь А). В якості приводів нахилу куліси і обертання планшайби встановлені двигуни 5 і 6 відповідно (ТМВ-0210-100-3ТВН). У столі встановлено універсальний підшипник 9 (УВТ 100), який витримує великі осьові і радіальні навантаження і забезпечує високу точність нахилу куліси і повороту планшайби. У столі встановлені датчики кутового положення 7 і 8 з точністю вимірювання  $\pm 5''$  (RCN226 EnDat 22). Стіл обладнаний постійно замкнутою гальмівною системою 11 для затиску планшайби стола (RC 140N) і гальмівною системою 12 для утримання від повороту куліси (RC 160N). роз фіксацію проводиться при подачі стисненого повітря номінальним тиском 4 бари. (0,4 МПа). Тип гальмівної системи - пневматичний. Фіксація кутового положення планшайби і куліси здійснюється приводами електродвигунів 5 і 6. Для обмеження кута нахилу куліси встановлено кінцевий датчик «Balluff» BNS 819-B02-D08-40-13-580.

#### Принцип роботи столу

Поворот планшайби стола і нахил куліси здійснюються прямим приводом від двигуна через універсальний підшипник. При цьому необхідно подати тиск 0,4 МПа (4 кгс / см<sup>2</sup>) в поршневу порожнину гальмівної системи для її роз фіксації. Управління столом проводиться стандартним набором команд системи ЧПУ. Можливі наступні варіанти роботи столу:

- багато-осьова безперервна обробка (поворот столу в процесі фрезерування);
- багато осьова позиційна обробка в фіксованому положенні (забезпечується механічним гальмом столу);

– багато осьова позиційна обробка в стежить режимі (забезпечується приводом двигуна по зворотного зв'язку від датчика).

– Вибір варіанту обробки здійснюється виходячи з технологічного процесу, матеріалу деталі, режимів обробки для забезпечення оптимальних параметрів різання з дотриманням вимог ступенів точності і призначається робочою програмою. Для фіксації деталі (приспосовування) на планшайбі столу є центровий отвір і радіально розташовані шість Т-образних пазів під болт М10. Для роботи столу необхідне підведення до пневматичної магістралі номінальним тиском 0,4 МПа (4 кгс / см<sup>2</sup>). Для забезпечення температурного режиму необхідне підведення охолоджуючої рідини до електродвигунів. Витрати охолоджуючої рідини 395 л / год. Температура охолоджувальної рідини на вході не більше 30 ° С і не нижче температури навколишнього середовища більш, ніж на 5 ° С. Внутрішній тиск не більше 0,5 МПа (5 кгс / см<sup>2</sup>)

Технічні характеристики:

- діаметр планшайби, мм 255
- висота від фундаменту до площини планшайби, мм 340
- висота від фундаменту до осі нахилу лаштунки, мм 210
- точний Т-паз 12Н6 (0'013)
- центрувальні діаметр, мм 30Н6 (0'016)
- кут нахилу куліси  $\pm 110^\circ$
- кут обертання планшайби  $\pm 360^\circ$
- габаритні розміри, мм 860x300x300
- номінальна швидкість обертання, об / хв - планшайби 100 – куліси 80 ;
- дискретність 0,001 °;
- точність позиціонування 0,005 °;
- похибка повторного виходу 0,003 °;
- максимальна сумарна потужність, кВт 6,62;
- номінальний момент обертання, – планшайби 244 – куліси 244;
- номінальний затискної момент, Нм– планшайби 319 – куліси 42;
- максимальний затискної момент, Нм – планшайби 588 – лаштунки 756;

- номінальна напруга (змінного струму), В 600;
- тиск пневмосистеми, МПа 0,4 ;
- потужність системи охолодження (реалізується при крутному моменті 144 Нм), кВт 2,3;
- мінімальний витрата охолоджуючої рідини, л/год 395;
- температура охолоджуючої рідини на вході, ° С, не більше 30 ;
- тиск у системі охолодження, МПа, не більше 0, 5;
- діаметр трубки, що підводить до системи охолодження, мм 8;
- максимальна вантажопідйомність, кг 50;
- маса столу, кг 255.

## 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБРАНОГО ВАРІАНТУ КОНСТРУКЦІЇ СТОЛУ. РОЗРАХУНОК ТЕХНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Розглянули декілька варіантів столів. Кожен стіл має свої плюси та мінуси в конструкції. Столи з черв'ячною передачею забезпечують плавність роботи, але мають низький ККД і потребують механізмів усунення «мертвого» ходу в разі роботи зі зміною напрямку руху. Інші – менших розмірів та мають менший кут нахилу.

Для виконання роботи необхідно урахувати розмір стола ( $\varnothing=1150\times 900$  мм), максимальне навантаження на стіл (1400 кг), поворот за осями ( $A=\pm 130^\circ$ ,  $C = 360^\circ$ ). Краще за все для моїх розрахунків підходить двоосьовий похило – поворотний стіл.

Поворотний стіл з заготовкою обертається за двома осями. Рух за віссю А може здійснюватися від приводного синхронного двигуна через зубчасту передачу. Для зменшення скручування стола в процесі обробки передбачена можливість використання в приводі осі А двох електродвигунів, установлених на протилежних кінцях стола.

Зубчасті передачі застосовують в якості уповільнення (редукторів), тобто для зменшення частоти обертання і збільшення крутного моменту. Механізм являє собою систему з двох зубчастих коліс з послідовним зачепленням. Зачеплення коліс зовнішнє. Зубчаста передача відрізняється високим ККД (для одного ступеня – 0,97 – 0,99 і вище), надійністю і тривалим терміном служби, компактністю, стабільністю передавальних відносин через відсутність прослизання.

Передавальні числа в редукторних передачах можуть досягати 8, у відкритих передачах – до 20, в коробках передач – до 4.

## **3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ ЗА ОСЯМИ ПОВОРОТУ**

Приводом називається сукупність механізмів, що передають рух від джерела енергії до елемента, що виконує заданий рух верстата. В привід входять двигун, механізм зміни передавального відношення, механізми включення, вимикання і реверсування рухів. У верстатах застосовують приводи обертального (найбільш поширений тип приводу) і прямолінійного руху. Існують приводи періодичного руху робочих органів на точно фіксовану величину (храповим механізмом, мальтійським хрестом, кроковим електродвигуном і т. д.).

Приводи верстатів поділяють на ступінчасті і безступінчасті. Ступенева зміна швидкостей руху забезпечується коробками швидкостей або подач, ступінчастими шківками або електроприводом у вигляді багато швидкісних асинхронних електродвигунів; безступінчасте — електроприводом постійного струму, гідроприводом, механічним варіатором або комбінованим приводом (поєднує, наприклад, регульований електродвигун з коробкою швидкостей або механічний варіатор з багато швидкісним асинхронним електродвигуном змінного струму).

Основним завданням при виборі параметрів і характеристик приводу є забезпечення технологічних режимів обробки деталі з допустимими геометричними похибками і шорсткістю поверхні при максимальній продуктивності і мінімальної собівартості обробки. Особливістю роботи сучасних електроприводів головного руху в верстатах з ЧПУ є поєднання операцій в технологічних циклах обробки деталей, характерних як для механізмів головного руху, так і для механізмів подачі.

### **3.1 Планетарний редуктор**

Редуктором називають механізм, що складається з зубчастих або черв'ячних передач, виконаний у вигляді окремого агрегату і служить для

передачі обертання від валу двигуна до валу робочої машини. Кінематична схема приводу може включати, крім редуктора, відкриті зубчасті передачі, ланцюгові або ремінні передачі. Зазначені механізми є найбільш поширеною тематикою курсового проектування.

Призначення редуктора – зниження кутової швидкості і відповідно підвищення обертаючого моменту веденого валу в порівнянні з ведучим. Можливості отримання великих передатних чисел при малих габаритах забезпечують планетарні і валкові редуктори.

Механізми для підвищення кутової швидкості, виконані у вигляді окремих агрегатів, називають прискорювачами або мультиплікаторами.

Редуктор складається з корпусу (литого чавунного або зварного стального), в якому поміщають елементи передачі - зубчасті колеса, вали, підшипники і. т. д. В окремих випадках в корпусі редуктора розміщують також пристрої для змащування зачеплень і підшипників (наприклад, всередині корпусу редуктора може бути поміщений шестеренний масляний насос) або пристрій для охолодження (наприклад, змійовик з охолоджувальною водою в корпусі черв'ячного редуктора). Сучасний редуктор — це закінчений механізм, який з'єднується з двигуном та робочою машиною муфтами або відкритими механічними передачами. У корпусі редуктора розміщені зубчасті або черв'ячні передачі, нерухомо закріплені на валах. Вали спираються на підшипники, розміщені в гніздах корпусу.

Редуктор проектується або для приводу певної машини, або по заданому навантаженні (моменту на вихідному валу) і передаточному числу без вказівки конкретного призначення.

Редуктори класифікують за такими основними ознаками: типом передачі (зубчаті, черв'ячні або зубчато-черв'ячні); числом ступенів (одно-ступінчаті, двоступінчаті і. т. д.); типу зубчастих коліс (циліндричні, конічні, конічно-циліндричні, і. т. д.); відносному розташуванню валів редуктора в просторі (горизонтальні, вертикальні); особливостям кінематичної схеми (розгорнута, стерпна, з роздвоєною щаблем і. т. д.).

При співвісному розташуванні робочої машини і двигуна оптимальні планетарні редуктори — найбільш легкі і компактні при великих передавальних відносинах. Але їх не можна використовувати для точних механізмів через складнощі з вибіркою зазорів. До того ж, інерційність планетарних редукторів вище, ніж у циліндричних, через великий момент інерції водила.

Для зменшення обертів столу та для збільшення крутного моменту необхідно обрати планетарний редуктор, який буде задовольняти нашим умовам. Редуктор обирали з каталогу фірми «BARUFFALDI» типу CE – 12 з передавальним відношенням  $i = 5$  з наступними технічними характеристиками:

- номінальна потужність – 22 Кв;
- мінімальна швидкість – 1500 м/хв;
- вхідний крутний момент S3 – 160Нм;
- вихідний крутний момент – 700 Нм;
- максимальна швидкість – 8000 м/хв;
- маса моменту інерції на вході – 550 кг см<sup>2</sup> ;
- маса моменту інерції на виході – 22 кг см<sup>2</sup> ;
- маса моменту інерції – 1,89 кгм.

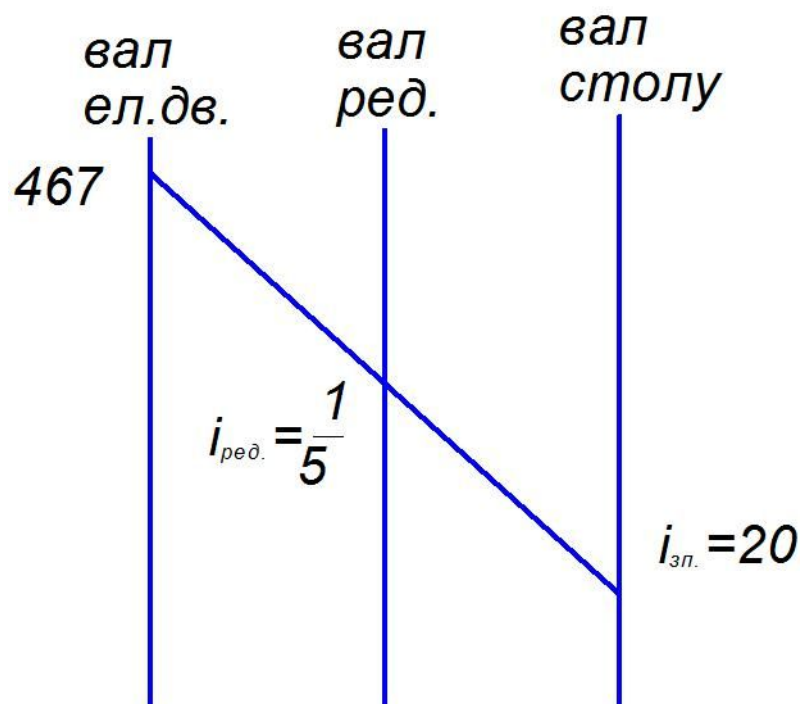


Рисунок 3.1 – Кінематична схема розрахунку

Рух від двигуна до столу передається через планетарний редуктор. Передавальне відношення між двигуном і столом складає:

$$467/20 = 23,35 \text{ – передавальне число}$$

Планетарний редуктор виберемо з передавальним числом 5:

$$23,35/5 = 4,67 \text{ – передавальне число зубчастої передачі}$$

### 3.2 Момент навантаження.

Вихідні дані для параметру столу:

$\varepsilon = 6$  – кутове прискорення за віссю «А», з якою обертається тіло,  $1/c^2$ .

$$m_{\text{столу}} = 500 \text{ кг}$$

$$m_{\text{деталі}} = 1400 \text{ кг}$$

$n_{\text{max}} = 20$  об/хв. – частота обертів столу

$n_{\text{двиг.}} = 467$  об/хв. – частота обертів двигуна

Привід повороту за віссю А повинен забезпечувати поворот і утримання конструкції стола з заготовкою. Обертовий момент може бути визначений за формулою:

$$M = J \cdot \varepsilon, \text{ Нм} \quad (3.1)$$

Де,  $J$  – момент інерції обертових мас,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\varepsilon$  – прискорення,  $1/c^2$ .

Момент інерції складної конструкції визначається через моменти інерції складових елементів, а саме: редуктора, шестерні, колеса, столу, планшайби, підшипника та деталі.

Момент інерції – скалярна фізична величина, міра інертності в круговому русі, подібно тому, як вага тіла є мірою його інертності в поступальному русі.

Для правильного вибору електродвигуна, потрібно знайти осьовий момент навантаження, котрий буде задовольняти умови конструкції.

Моментом інерції даного тіла називається відношення моменту сили до викликається їм кутового прискорення.

$$\text{Момент інерції} = \frac{\text{момент сили}}{\text{кутове прискорення}}$$



Таким чином, момент інерції є мірою інерції тіла по відношенню до обертального руху; він грає ту ж роль що і вага при поступальному русі. Одиниця СІ моменту інерції:  $[J] = \text{кг} \times \text{м}^2$

$$J = r^2 \times \Delta m \quad (3.2)$$

Момент інерції елемента ваги  $\Delta m$ , що рухається по колу радіусів  $r$  дорівнює:

$r$  – відстань від центра мас;

$J$  – момент інерції що проходить через його центр перпендикулярно площині;

$m$  – вага.

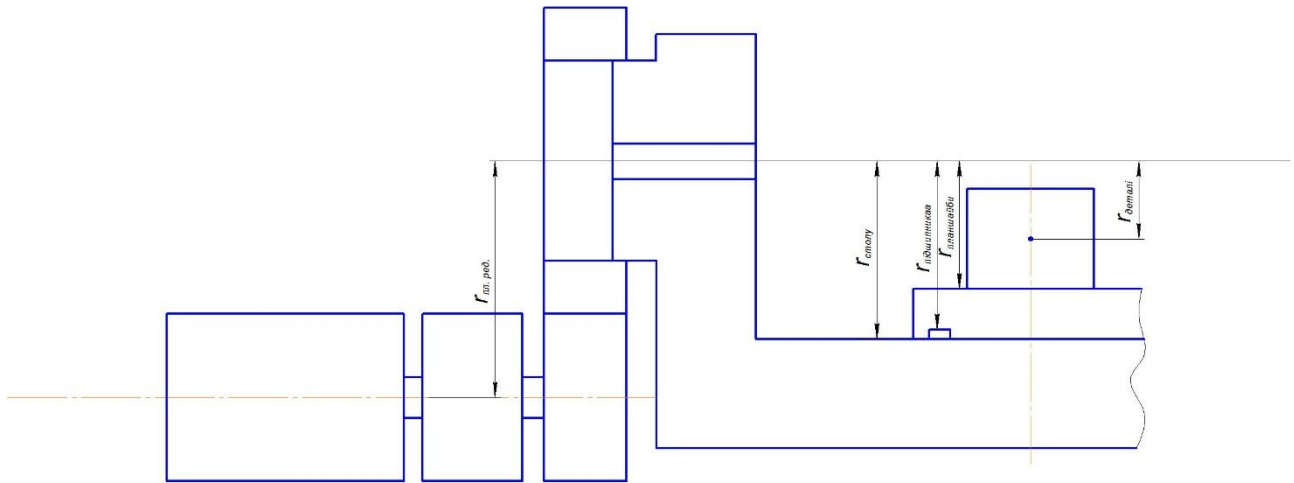


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема центру мас

$$J_{\text{столу}} = 0,4^2 \times 500 = 80 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{платишайби}} = 0,22^2 \times 100 = 4,84 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{підшипника}} = 0,31^2 \times 45 = 4,32 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{двигуна}} = 0,46^2 \times 60 = 12,7 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{деталі}} = 0,28^2 \times 1400 = 109,76 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

Розміри деталі – (800×300×800,1400 кг.)

$$J_{\text{шестерні}} = 0,1 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{коласа}} = 26,54 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

Моменти інерції окремих елементів приводу зводяться до валу електродвигуна.

$i_1 = \frac{1}{4,67^2}$  передавальне відношення зубчастої передачі;

$i_2 = \frac{1}{5^2}$  – це передавальне відношення редуктора планетарного;

$$J_{\text{редуктора}} = 1 \times 1,89 = 1,89 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{шестерні}} = \frac{1}{5^2} \times 0,1 = 0,004 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{коласа}} = \frac{1}{5^2} \times \frac{1}{4,67^2} = 0,001 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{столу}} = \frac{1}{5^2} \times \frac{1}{4,67^2} \times 80 = 0,147 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{деталі}} = \frac{1}{5^2} \times \frac{1}{4,67^2} \times 109,76 = 0,201 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{підшипника}} = \frac{1}{5^2} \times \frac{1}{4,67^2} \times 4,32 = 0,007 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{платишайби}} = \frac{1}{5^2} \times \frac{1}{4,67^2} \times 4,84 = 0,008 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

$$J_{\text{зведене}} = J_{\text{редуктора}} + J_{\text{шестерні}} + J_{\text{коласа}} + J_{\text{столу}} + J_{\text{деталі}} + J_{\text{платишайби}} + J_{\text{підшипника}}$$

$$J_{\text{зведене}} = 1,89 + 0,004 + 0,001 + 0,147 + 0,201 + 0,007 + 0,008 = 2,258 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

Момент навантаження при обертальному русі розраховується за формулою:

$$M = J \times \varepsilon, \text{ Нм} \quad (3.3)$$

де  $J = 2,258$  – зведений момент інерції тіла,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ,

$\varepsilon = 6$  – кутове прискорення за віссю «А», з якою обертається тіло,  $1/\text{с}^2$ .

$$M = 2,258 \times 6 = 13,548 \text{ Нм}$$

### 3.3 Момент інерції зубчатого колеса

На рисунку 3.3 – зображені габаритні розміри які використовуються в даній роботі.

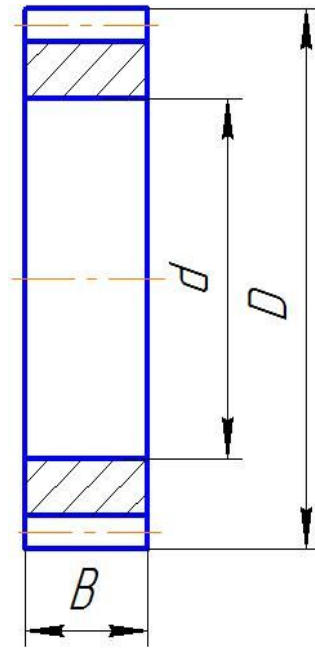


Рисунок 3.3– Схема зубчатого колеса.

Для більшого колеса:

$D = 710 \text{ мм} = 0,71\text{м}$ – зовнішній діаметр зубчатого колеса

$d = 535\text{мм} = 0,535\text{м}$ – внутрішній діаметр зубчатого колеса

$L = 50\text{мм} = 0,05\text{м}$  – ширина зубчатого колеса

$\rho = 7850 \text{ кг / м}^3$  – коефіцієнт густини сталі

$m_{ш}$ – вага шестерні

$$m_{ш} = L \times \rho \times \pi \times D^2/4 \text{ – для зовнішнього діаметра колеса} \quad (3.4)$$

$$m_{ш} = L \times \rho \times \pi \times d^2/4 \text{ – для внутрішнього діаметра колеса} \quad (3.5)$$

$$m_{ш} = L \times \rho \times \pi \times D^2/4 - L \times \rho \times \pi \times d^2/4 = L \times \rho \times (D^2 - d^2) \times \pi / 4 \quad (3.6)$$

$$m_{ш} = 0,05 \times 7850 \times (0,71^2 - 0,535^2) \times 3,14 / 4 = 67,16\text{кг.}$$

$$J_{\text{колеса}} = \frac{m}{2} \times (r_1^2 + r_2^2) \dots \dots \dots (3.7)$$

$$J_{\text{колеса}} = \frac{67,16}{2} \times (0,71^2 + 0,535^2) = 26,54 \text{ кгм}^2$$

Для шестерні:

$D = 160\text{мм} = 0,16\text{м}$

$$L = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$$

$$\rho = 7850 \text{ кг / м}^3$$

$$m_{\text{ш}} = L \times \rho \times \Pi \times D^2 / 4 \quad (3.7)$$

$$m_{\text{ш}} = 0,05 \times 7850 \times 0,16^2 \times 3,14 / 4 = 7,89 \text{ кг}$$

$$J_{\text{шестерні}} = \frac{m}{2} \times r^2 \dots \dots \dots (3.8)$$

$$J_{\text{шестерні}} = \frac{7,89}{2} \times 0,16^2 = 0,1 \text{ кгм}^2$$

### 3.4 Зубчата передача

Зубчаті передачі служать для передавання обертання з одного валу на другий або для перетворення обертального руху в поступальний. Якщо два циліндра притиснути один до одного, то при обертанні одного з них, виникає завдяки силі тертя обертання, яке приводить в дію і другий. Сила тертя повинна бути не менше величини переданого окружного зусилля. Однак окружні зусилля доцільно передавати не за рахунок сили тертя, а з допомогою зубчастої передачі.

Шліфувальні та хонінгувальні сталіні прямозубі колеса можна застосовувати при окружній швидкості передачі до 16 м/с. Не шліфовані прямозубі колеса придатні коли окружна швидкість передачі не більше 6 м/с. Передаточне число циліндричної передачі повинно знаходитись в інтервалі від 0,2 до 2,8.

Число зубів не корегованого зубчатого колеса повинна бути не менше 18. Ширину вінця приймають рівною 6 – 10 модулям (менше для рухомих коліс). Щоб виключити поломку коліс товщина стінки між шліцьовим пазом та впадиною зуба повинна бути більшою двох модулів. Діаметр шліцьового валу  $d_c$  завжди рівний  $1,6d$ . Довжину  $l$  вибирають виходячи з необхідності забезпечити міцність шліцьового з'єднання колеса з валом, занизити габарити та вагу вузла, а також з урахуванням відношення  $0,8d \leq l \leq 1,5d$ .

### 3.5 Проектний розрахунок циліндричних зубчатих передач на витривалість зубів при згині

Дана методика виконується для розрахунку сталевих циліндричних зубчатих коліс з модулем 1,5...12 мм, утворюючих передач зовнішнього зчеплення, працюючих в зачинених корпусах з змащуванням при окружній швидкості не більше 30 м/с. Проектний розрахунок виконується в тих випадках, коли модуль передачі не вибраний конструктивно.

Залежність для визначення коефіцієнтів:

$$k_{FL} = 1 \text{ при } m_F = 6;$$

Модуль передачі (мм) повинен задовольняти умови:

$$m \geq k_m \times \sqrt[3]{\frac{M_{1F} \times k_F \times Y_{F1}}{Z_1 \times \psi_{bm} \times \sigma_{FP1}}} \dots \dots \dots (4.1)$$

$$m \geq 13 \times \sqrt[3]{\frac{425 \times 1,4 \times 3,8}{30 \times 10 \times 200}} = 4,35 \text{ мм}$$

Де,  $k_m = 13$  допоміжний коефіцієнт для прямозубих передач;

$M_{1F} = 425 \text{ Н} \times \text{м}$  - вихідний розрахунковий крутний момент на шестерні.

$$M_{1F} = \frac{M_{кр}}{1} \div \frac{1}{u} \quad (4.2)$$

$$M_{1F} = \frac{85}{1} \div \frac{1}{5} = 85 \times 5 = 425 \text{ Нм}$$

$u = \frac{1}{5}$  - передавальне відношення планетарного механізму;

$M_{кр} = 85 \text{ Нм}$  - (крутний пусковий момент на двигуні.)

$k_F = 1,4$  - коефіцієнт навантаження для шестерні (1,3...1,5 менші значення відносяться до зубчатого колеса), розташованого між опорами симетрично;

$Y_{F1} = 3,8$  - коефіцієнт, що враховує форму зуба та вибраний по графіку в залежності від еквівалентного числа зубів  $Z_E = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$  (для прямозубих коліс -  $Z_E = Z$ );

$Z_1 = 30$  – число зубів шестерні;

$\psi_{bm} = 10$  – відношення ширини колеса  $b$  до модуля  $m$ ;

$\sigma_{FP1} = 200$  – допустиме напруження для матеріалу шестерні, (МПа);

Допустиме навантаження на згин [1]:

$$\sigma_{FP} = 0,4\sigma_{Flimb}k_{FL} \quad (4.2)$$

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \times 500 \times 1 = 200 \text{ МПа}$$

де:  $\sigma_{Flimb} = 500$  МПа – межа витривалості матеріалу зубів, МПа

(табл. 3.15) [1];

$k_{FL} = 1$  – коефіцієнт режиму навантаження і довговічності, що враховує вплив режиму навантаження на тривалу межу витривалості при згині.

Перевірочний розрахунок циліндричних зубчатих передач на витривалість зубів при згині. Питома розрахункова окружна сила (Н).

$$W_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} \times k_v \times k_{F\beta} \times k_{F\alpha} = \frac{2000M_{1F}}{bd_1} \times k_v \times k_{F\beta} \times k_{F\alpha}; \quad (4.3)$$

$$W_{Ft} = \frac{2000 \times 425}{50 \times 160} \times 1,2 \times 1,07 \times 0,8 = 109,14 \text{ Н}$$

де,  $F_{Ft} = 425$  – розрахункова окружна сила, Н;

$b = 50$  – ширина вінця по основі зуба;

$k_{Fv} = 1,2$  – коефіцієнт, враховуючий динамічне навантаження в зчепленні, яке виникає в наслідок коливання ваги коліс та ударів в зчепленні. (таб.3.14) [1];

$k_{F\beta} = 1,07$  – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця, яка виникає в наслідок погрешностей виготовлення коліс, пружних деформацій валів, зазорів в підшипниках (таб.3.15) [1];

$k_{F\alpha} = 0,8$  – коефіцієнт розподілення навантаження між зубами буде рівним  $\epsilon$  для прямозубих коліс, якщо  $\epsilon_{\beta} \leq 1$ ;

$M_{1F} = 92$  – розрахунковий крутний момент, Н×м;

$d_1 = 160$  – дільний діаметр шестерні, мм.

### 3.6 Розрахунок передач на контактну витривалість зубів

Питома розрахункова окружна сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \times k_{Hv} \times k_{H\beta} \times k_{Ha} = \frac{2000M_{1H}}{b_w d_w} \times k_{Hv} \times k_{H\beta} \times k_{Ha} \quad (4.4)$$

$$W_{Ht} = \frac{2000 \times 245}{50 \times 160} \times 1,2 \times 1,05 \times 1 = 133,87$$

Де,  $F_{Ht} = 245$  – вихідна розрахункова окружна сила, Н;

$k_{Hv} = 1,2$  – коефіцієнт, враховуючий динамічне навантаження в зчепленні (таб.3,14); [1].

$k_{H\beta} = 1,2$  – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця (таб.3.15); [ 1 ]

$H = 50$  HRC

$k_{Ha} = 1$  для прямозубих коліс

$M_{1H} = 245$  – вихідний розрахунковий крутний момент, передавальний зчепленням, Н×м;

$b_w = 50$  – робоча ширина венця ,мм;

$d_w = 160$  – початковий діаметр зубчатого колеса, мм.

Розрахункове контактне навантаження

$$\sigma_H = Z_H \times Z_M \times Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \times \frac{u+1}{u}}, \quad (4.5)$$

$$\sigma_H = 1,76 \times 274 \times 0,88 \times \sqrt{\frac{133,87}{160} \times \frac{4,7 + 1}{4,7}} = 427,34 \text{ МПа}$$

де ,  $Z_H = 1,76$  – коефіцієнт, враховуючий форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зчеплення для прямозубих передач при  $\alpha = 20^\circ$  і

$X_\Sigma = 0$ ;

$Z_M = 274$  – коефіцієнт враховуючий механічні властивості матеріалів спряжених зубчатих коліс ;

$Z_\epsilon = 0,88$  – коефіцієнт, враховуючий сумарну довжину контактних ліній та залежить від коефіцієнта торцевого перекриття:

$$\epsilon_a = [1,88 - 3,2 \times (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta \quad (4.6)$$

$$\epsilon_a = [1,88 - 3,2 \times (\frac{1}{30} + \frac{1}{140})] \cos \beta = 1,752$$

$\beta = 0$  – для прямозубих коліс

та коефіцієнта осевого перекриття:

$$\epsilon_\beta = b \times \sin \beta / (\pi m) \quad (4.7)$$

$$\epsilon_\beta = \frac{50 \times 0}{3,14 \times 5} = 0$$

$u=5$  – передавальне число;

$d_{w_1} = 160$  – вихідний діаметр шестерні, мм.

Допустиме контактне напруження для прямозубих передач

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \times z_R \times z_v \times k_L \times k_{xH} \times k_{HL} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1050}{1,2} \times 1 \times 1,08 \times 1 \times 1 \times 1 = 945 \text{ МПа}$$

де:  $z_R=1$  – коефіцієнт, враховуючий параметр шорсткості поверхонь зубів;

$z_R=1$  при  $Ra \leq 1,25$  мкм;

$z_v=1,08$  – коефіцієнт, враховуючий окружну швидкість  $v$  та знайдений по рис.10;

$k_L=1$  – коефіцієнт, враховуючий вплив змащувального матеріалу;  $k_L=1$ ;

$k_{xH}=1$  – коефіцієнт, враховуючий розміри зубчатого колеса:  $k_{xH}=1$  при  $d_w \leq 1000$  мм;

$k_{HL}=1$  – коефіцієнт режиму навантаження та довговічності.



## 4 ВИБІР ТИПУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Для розробки конструкції похило-поворотного столу необхідно було обрати двигуни. В основу роботи будь-яких електродвигунів покладено принцип електромагнітної індукції. Електродвигун складається з нерухомої частини – статора (для асинхронних і синхронних двигунів змінного струму) або індуктора (для двигунів постійного струму) і рухомої частини — ротора (для асинхронних і синхронних двигунів змінного струму) або якоря (для двигунів постійного струму). В ролі індуктора на малопотужних двигунах постійного струму нерідко використовуються постійні магніти. Всі двигуни, грубо кажучи, можна поділити на два види: двигуни постійного струму двигуни змінного струму (асинхронні і синхронні).

Синхронний двигун – це різновид електродвигунів, що працюють від змінної напруги, при цьому частота обертання ротора збігається з частотою обертання магнітного поля. Саме тому вона залишається постійною незалежно від навантаження, так як ротор синхронного двигуна – це звичайний електромагніт і його, кількість пар полюсів збігається з числом пар полюсів у обертового магнітного поля. Тому взаємодія цих полюсів забезпечує сталість кутової швидкості, з якою обертається ротор. Обертання ротора синхронних двигунів тільки з синхронною частотою складає характерну особливість цих двигунів і часто визначає сферу їх застосування (наприклад, для приводу пристроїв, що вимагають стабільної частоти обертання).

Принцип дії синхронного двигуна, як і будь-якого іншого, полягає в перетворенні одного виду енергії в інший. А конкретно – електричної в механічну. Працює мотор таким чином: на статорні обмотки подається змінна напруга. Воно створює магнітне поле. На обмотки ротора також подається змінна напруга, що створює поле. Якщо використовуються постійні магніти, то це поле вже за замовчуванням є. Два магнітних поля взаємно пересікаються, протидіють один одному, одне штовхає інше. Через це рухається ротор. Саме він встановлений на шарикопідшипниках і здатний вільно обертатися, дати йому

потрібно тільки поштовх. Тепер залишається тільки використовувати отриману механічну енергію в потрібних цілях. Але потрібно знати, як правильно вивести в нормальний режим синхронний двигун. Принцип роботи у нього відрізняється від асинхронного. Тому потрібно дотримуватися певних правил.

Сучасний стан силової електроніки та електромашинобудування надає великі можливості для створення регульованих електроприводів різного ступеня складності.

Дуже часто, електроприводам, які використовуються в системах орієнтації, наведення і стеження пред'являється вимога отримання низької швидкості обертання. Традиційно завдання отримання низьких швидкостей обертання вирішувалося за рахунок застосування високошвидкісного виконавчого двигуна і понижувальної механічної передачі. Такий підхід, незважаючи на ряд переваг - великий питомий момент, високі енергетичні показники, має недоліки, які істотно обмежують якісні характеристики приводу. Так, власна динаміка систем з механічними передачами низька, оскільки розвиває прискорення обернено пропорційне передавальному відношенню. Так само, до недоліків приводів із заниженою механічною передачею можна віднести: складність монтажу, пов'язану з необхідністю точного центрування валів, від якої залежать вібрація, шум і термін служби; необхідність регулярної зупинки приводу для здійснення змащення редуктора; відносно низький термін служби.

Безперечною перевагою синхронних двигунів, якщо порівнювати їх з асинхронними аналогами, є те, що порушення постійним струмом від незалежного джерела дозволяє працювати їм при високому значенні  $\cos\phi$  (коефіцієнта потужності) і навіть за умов з випереджаючим струмом. Така особливість дозволяє завдяки підключенню синхронного двигуна підняти показник  $\cos\phi$  для всієї мережі. Крім того, слід зазначити й інші переваги:

- завдяки тому, що синхронний двигун працює з високим  $\cos\phi$ , це забезпечує зниження споживаного струму і зменшення втрат. У порівнянні з асинхронним двигуном, що має ту ж потужність, ККД синхронного буде вище
- у синхронного двигуна обертаючий момент пропорційний діючій

напрузі мережі ( $U_c$ ). Тому синхронний двигун навіть при зниженні напруги в мережі зберігає навантажувальну здатність більше, ніж асинхронний. Це говорить про більшу надійність такого типу двигунів.

У той же час, якщо порівнювати конструктивні особливості двох типів двигунів, синхронний і асинхронних, варто відзначити, що конструкція синхронних – складніше, а значить вони будуть дорожче при виробництві. Крім того, в порівнянні з асинхронним двигуном, пуск у них відбувається набагато складніше. До недоліків слід віднести і те, що єдина можливість регулювати (коригувати) кутову частоту обертання у синхронного двигуна-це частотне регулювання.

В сучасних синхронних двигунах, що застосовуються в приводах верстатів використовуються ротори з постійними магнітами, що усуває потребу підводити струм до ротора, що обертається.

В результаті порівняльного аналізу слід зробити висновок, що переваги, характерні для синхронних значно перевершують наявні недоліки. У приводах подачі металообробних верстатів широке застосування знаходять безконтактні (безколекторні) двигуни (БКД). Такі електромеханічні перетворювачі складаються з синхронного двигуна, з ротором якого пов'язаний датчик положення ротора. Цей датчик забезпечує комутацію обмоток управління. На її роторі розташовуються постійні магніти.

При виборі конкретної моделі синхронного двигуна основоположними є фактори:

- умови, де буде проводитися експлуатація. Від цього залежить тип двигуна (відкритий, закритий, захищений), захист струмоведучих частин і обмоток двигуна від вологи, пилу, високої температури, їдких парів. При роботі у вибухонебезпечному середовищі передбачаються спеціальні заходи захисту, спрямовані на недопущення іскроутворення в машині

- особливості з'єднання синхронного двигуна з навантаженням (робочою машиною).

Зазначених недоліків не мають електроприводи, побудовані на основі

низько-швидкісних електродвигунів, які працюють з амплітудною модуляцією магнітного потоку .

Такі електродвигуни отримали назву двигунів з електромагнітною редукцією. Двигуни можуть мати корпусну та без корпусну конструкцію. Використання у складі електроприводу виконавчих двигунів, датчиків кута і швидкості без власних підшипників (вбудованої конструкції) є перспективним технічним рішенням завдання створення високоточних і динамічних слідкуючих приводів. Це пояснюється, по-перше, тим, що вбудовуються в об'єкт управління електричні машини, мають, як правило, малу осьову довжину, що дозволяє збільшити жорсткість кінематичного ланцюга виконавчий двигун - об'єкт управління. По-друге, кріплення статорів і роторів, що вбудовуються в об'єкт управління електричних машин, здійснюється без сполучних муфт, що в принципі виключає люфти в силових і вимірювальних ланцюгах приводу.

Поворотний стіл з заготовкою обертається за двома осями. Рух за віссю «А» може здійснюватися або від приводного синхронного двигуна через зубчасту передачу, або за допомогою моментного електродвигуна. Для зменшення скручування стола в процесі обробки передбачена можливість використання в приводі осі А двох електродвигунів, установлених на протилежних кінцях стола.

Для обраної конструкції похило-поворотного столу за віссю «А» був обраний синхронний двигун постійного струму фірми «HEIDENHAIDEN» тип QSY 190 C Eco Dyn, його технічні характеристики задовольняють умовам встановлення у вузол похило-поворотного столу та у подальшому при обробці деталей. Використання синхронного двигуна забезпечує сталість кутової швидкості, з якою обертається ротор. Це говорить про більшу надійність синхронних двигунів.

Технічні характеристики двигуна Qsy 190 C Eco Dyn:

- номінальна потужність – 7,2 / 6,5кВт;
- номінальна швидкість – 3000 об/хв в режимі Eco Dyn;
- номінальний крутний момент МН1 – 23,0 Нм / 20,7 Нм ;

- крутний момент  $M_{01}$  – 28,0 Нм;
- максимальна швидкість  $n$  Макс. – 3900 об/хв ( в режимі Eco Dyn);
- максимальний крутний момент  $M$  Макс. – 85Нм;
- вага – 29 – 37 кг;
- інерція ротора  $J$  – 106 – 115 кг/м<sup>2</sup>

А для обертання за віссю «С» – був обраний моментний двигун фірми «ETEL» типу ТМВ 0450-070 з водяним охолодженням.

Технічні характеристики двигуна ТМВ 0450-070(3VBN ) :

- піковий момент – 1630 Нм;
- безперервний крутний момент – 864 Нм;
- крутний момент – 694 Нм;
- постійний крутний момент – 36,2 Нм/arms;
- $J$  інерція ротора, – 0.378 кгм<sup>2</sup>;
- маса Ротора – 11,4 кг;
- маса статора – 47,7 кг;
- мінімальна витрата води – 14 л.

## 5 РОЗРАХУНОК ДОВГОВІЧНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ОСІ ПОВОРОТУ А

### 5.1 Розрахунок сили і моменту різання

При фрезеруванні найбільшу окружну силу різання та ефективну потужність визначають при наступних умовах: матеріал оброблюваної деталі – сталь середньої міцності; матеріал фрези при торцевому фрезеруванні – твердий сплав; глибина різання, діаметр фрези та подача на зуб фрези – найбільше значення; ширина фрезерування; стійкість фрези – найменша.

При вказаних умовах ефективна потужність при фрезеруванні знаходиться по формулі:

$$P_z = \frac{C_p \times t^{X_p} \times S_z^{Y_p} \times B^{U_p} \times Z}{D^{q_p} \times n^{\omega_p}} \times K_p \quad (5.1)$$

$P_z$  – тангенціальна складова сили різання, Н;

$C_p = 825$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцевою фрезою, твердим сплавом;

$t = 5$  – глибина різання, мм;

$X_p = 1,0$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцевою фрезою, твердим сплавом;

$S_z = 0,3$  – подача на зуб;

$Y_p = 0,75$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцевою фрезою, твердим сплавом;

$U_p = 1,1$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцевою фрезою, твердим сплавом;

$B = 50$  – ширина різа, мм;

$Z = 6$  – кількість зубів фрези;

$D = 63$  – діаметр фрези, мм;

$q_p = 1,3$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцевою фрезою твердим

сплавом;

$n = 1515$  – частота обертів фрези, об/хв;

$\omega_p = 0,2$  – показник степені при фрезеруванні торцевими твердосплавними фрезами.

$K_p$  – корегуючий коефіцієнт, враховуючий вплив механічних властивостей оброблюваного матеріалу,  $\frac{\sigma_a H}{\text{мм}^2}$ ;

$$K_p = \left(\frac{\sigma_\beta}{750}\right)^{n_{pm}} \quad (5.2)$$

$\sigma_\beta = 750$  – коефіцієнт при обробці конструкційної вуглецевої сталі, МПа;

$n_{pm} = 0,3$  – коефіцієнт при фрезеруванні торцьовою фрезою твердим сплавом;

$$K_p = \left(\frac{750}{750}\right)^{0,3} = 1$$

$$P_z = \frac{825 \times 5^{1,0} \times 0,3^{0,75} \times 50^{1,1} \times 6}{63^{1,3} \times 1515^{0,2}} \times 1 = 785,34 \text{ Н.}$$

Для знайдення осьової складених сили різання  $P_x$  при фрезеруванні можна скористатися наступною залежністю:

$$P_x = 0,3 \times P_z \quad (5.3)$$

$$P_x = 0,3 \times 785,34 = 235,602 \text{ Н.}$$

## 5.2 Розрахунок реакції опор

При установці валу на двох радіально упорних підшипниках осьова сила (рис. 5.2), котра навантажує підшипник, дорівнює зовнішній осьовій силі діючій на вал.

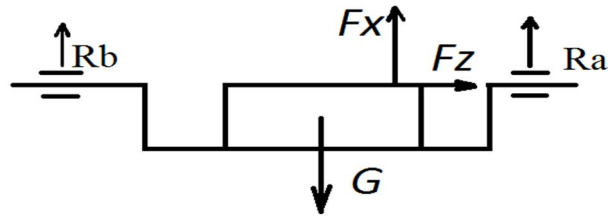


Рисунок 5.2 – Схема реакції опор.

$$R_a = P \times \frac{b}{L}; \quad (5.4)$$

$$R_b = P \times \frac{a}{L}. \quad (5.5)$$

Де,  $R_a$  та  $R_b$  – опори ;

$L = 1950$  мм – відстань між опорами;

$a = 650$  мм – відстань від опори до точки різання;

$b = 1350$  мм – відстань від опори до точки різання.

Переведемо силу  $P_z$  з кг в Н.

$$P_z = 2127,16 \times 9,81 = 20867,43$$

$$R_a = (20867,43 + 235,602) \times \frac{1300}{1950} = 14068,688;$$

$$R_b = (20867,43 + 235,602) \times \frac{650}{1950} = 7034,344.$$

### 5.3 Підшипники кочення

Підшипники кочення складаються з двох кілець, елементів кочення та сепаратора. В залежності від напрямлення осьового навантаження, підшипники діляться на радіальні та упорні. Додатково в залежності від типу кочення підшипники діляться на шарикові та роликові, які далі класифікуються в залежності від різниці в їх конструкції або спеціального призначення.

Щоб забезпечити умови розробки столу, більш за все по всім критеріям підходять конічні роликопідшипники. Підшипники цього типу мають конічні ролики, спрямовані буртом внутрішнього кільця, мають високе радіальне та осьове навантаження в одному напрямку. В серіях HR за рахунок збільшення кількості та розмірів досягнуто більш високе навантаження.

Встановлюються в основному, спареними, також як і однорядні радіально



упорні підшипники. В такому випадку необхідний внутрішній зазор, що досягається підбором осьової відстані між внутрішніми та зовнішніми кільцями двох протилежних підшипників. Оскільки обидва підшипника являються роз'ємними, монтаж внутрішніх кілець з сепараторами та зовнішніх кілець може виконуватись незалежно.

Підшипник використовується у ступці колеса багатоцільового верстата для обертів стола за віссю «С». Максимальна швидкість – 30 об/хв. На підшипник діє вага – 2127,16 кг (двигун – 60кг; колесо – 67,16 кг; стіл – 500кг; планшайба – 100 кг; деталь – 1400 кг.) і навантаження від процесу різання. Верстат використовується 365 днів на рік 24 години в добу – 8760 годин на рік. Коефіцієнт використання верстата – 0,62.

Підшипник повинен бути розрахований на 10 років.

Час сумарного напрацювання підшипника:

$$h = 10 \times 365 \times 24 \times 0,62 = 54312 \text{ год.}$$

Приймаємо діаметр колеса  $D=0.71\text{ м}$ , значить довжина кола дорівнює:

$$L = 2\pi r, \text{ м} \quad (5.6)$$

$$L = 2 \times 3.14 \times 0.71 = 4,4588 \text{ м.}$$

Для обраної конструкції візьмемо підшипник фірми NSK №32926.XA P5.

Характеристика підшипника:

- $D = 200$  – зовнішній діаметр, мм;
- $d = 130$  – внутрішній діаметр, мм;
- $h = 45$  – ширина підшипника, мм;
- $C_{0r} = 320000$  – номінальна вантажопідйомність, Н;
- 2200 – максимальна швидкість, об/хв.

#### 5.4 Розрахунок еквівалентного навантаження

В деяких випадках навантаження, що діє на підшипник, є чисто радіальним або осьовим. У більшості випадків навантаження на підшипник представляє собою комбінацію радіальних і осьових навантажень. Крім того, ці

навантаження зазвичай мають змінну величину і напрям. Тому фактичні навантаження на підшипник не можуть бути використані для розрахунку довговічності підшипника. У зв'язку з цим необхідно визначити гіпотетичне навантаження, що має постійну величину, яке проходить через центр підшипника і таку довговічність, що забезпечує, яка характерна для підшипника при фактичних навантаженнях і обертанні. Це гіпотетичне навантаження називається еквівалентним навантаженням.

Еквівалентне навантаження на радіальні підшипники може бути розраховане за допомогою наступного рівняння:

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.7)$$

Де,  $P$  – еквівалентне навантаження (Н) {кгс};

$F_r = 14068,688$  – радіальне навантаження (Н) {кгс};

$F_a = -$  осьове навантаження (Н) {кгс};

$X = 0,5$  – коефіцієнт радіального навантаження;

$Y = 0,4708$  – коефіцієнт осьового навантаження.

$$Y = 0,22 \times \text{ctg}25^\circ$$

$$\text{ctg}25^\circ = 1 \times \text{tg}25^\circ = 1 \times 2,14$$

$$Y = 0,22 \times 2,14 = 0,4708$$

$$P = (0,5 \times 14068,688) + (0,4708 \times 235,602) = 7145,26$$

## 5.5 Довговічність підшипника

Функції підшипників кочення залежать від сфери їх застосування. Підшипник повинен виконувати ці функції впродовж тривалого проміжку часу. Навіть при правильному монтажі і експлуатації в роботі підшипника може з'явитися збільшення шуму і вібрації, падіння точності обертання, погіршення мастила або втомні тріщини поверхонь кочення. Довговічність підшипника, в широкому сенсі, це період, впродовж якого підшипники здійснюють роботу і виконують свої функції. Залежно від причини скорочення терміну служби

підшипника, цей період можна назвати довговічністю по рівню шуму, по зносу, терміном служби пластичного мастила або довговічністю по втомі тіл кочення. Окрім природного зносу, причинами ушкодження підшипників можуть стати перегрівання, тріщини, подряпини на кільцях, знос ущільнень і інші. Усі вище перераховані дефекти не повинні вважатися природними ушкодженнями підшипника, оскільки вони зазвичай є результатом неправильного підбору підшипника, помилок в його конструкції або зв'язаних деталях, неправильної установки або обслуговування.

## 6. ВИБІР ДАТЧИКІВ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗА ОСЯМИ

Датчики вимірювання кутових переміщень компанії HEIDENHAIN відрізняються високою точністю вимірювання і позиціонування, високою роздільною здатністю і відмінною повторюваністю високою точністю вимірювань в межах кутових секунд і вище. Модулі з кутовими датчиками компанії HEIDENHAIN представляють собою оптимальну комбінацію датчика кутових переміщень і високоточного силового підшипника. Низький пусковий момент дозволяє домогтися високої плавності ходу.

Вони застосовуються: на поворотних і похилих столах, ділільних головках, поворотних осях, зуборізних верстатах, пресах, спектрометрах та телескопах.

Для обраного варіанту розробки конструкції столу контроль положення планшайби за віссю С і поворотного стола за віссю А здійснюється датчиками кутового положення RCN 5380 компанії HEIDENHAIN. Цей датчик забезпечує: абсолютний метод вимірювання, великий діаметр полого валу (до 100 мм), вбудовану муфту статора, плоский корпус і невеликий монтажний простір, точність системи яка враховує похибку з'єднання з валом, хороші динамічні характеристики, простий монтаж.



Рисунок 6.1 – Датчик кутового переміщення

Технічна характеристика датчика RCN 5380 16384 7ks12 W9 T 5.0 . 0va

0da (рис.6.1):

- метод виміру : абсолютний
- шкала: скляна DIADUR
- дозвіл (позицій в обороті) : 67108864 (26 bit)
- погрішність:  $\pm 5''$
- тип валу : порожнистий вал
- діаметр валу : 35 мм
- максимальна довжина сполучного кабелю : до 150 м
- інтерфейс: En Dat 2.2
- час розрахунку : 5  $\mu$ s
- тактова частота: 2 MHz
- напруга живлення : 3,6 - 14 V
- споживана потужність: 1,1 - 1,4 mW
- споживаний струм: 225 mA
- обмеження швидкості обертання пов'язане з електричним параметром:

1500 rpm

- допустимий момент на вал:  $0,000130 \times 10^{-3} \text{кГ}$
- допустиме торцеве зміщення валу : 0,3 мм
- робоча температура: від  $-20^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$
- навантаження без урахування кабелю : 0,9 кг

## 7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 7.1 Аналіз потенційних небезпек

Оскільки тема дипломного проекту – «Розробка конструкції двохосьового похило-поворотного столу багатоцільового верстата», передбачає проведення розрахунків у приміщенні (лабораторії) обладнаному персональними комп'ютерами (далі ПК) з візуальними дисплейними терміналами (далі ВДТ), тому нижче розглянемо заходи по забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщення (лабораторії) обладнаного візуальними дисплейними терміналами, у відповідності з методичними вказівками.

На основі аналізу роботи існуючого обладнання і технологічних процесів у приміщенні (лабораторії) обладнаному ПК з ВДТ, згідно ГОСТ 12.0.003-74 (1999) «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация», виявлені наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, здатні привести до травм або ушкодження здоров'я працівників:

- ураження електричним струмом, у наслідок несправності електродобладнання, невиконання правил техніки безпеки при користуванні електричним обладнанням, що може призвести до електротравм або летального наслідку;

- механічне травмування в наслідок застосування меблів, що не відповідають ергономічним вимогам;

- нервово-психічні навантаження в наслідок специфіки виконуваних робіт, що призводить до захворювань загального характеру;

- довготривалий дискомфорт в умовах недостатньої фізичної активності сприяє передчасному розвитку загального втомлення, зниженню працездатності, а при систематичній безперервній роботі призводить до захворювань периферичної нервової системи: невритів, радикулітів;

- негативний вплив електромагнітних, в тому числі і рентгенівських випромінювань при використанні моніторів персональних комп'ютерів (далі ПК) з електронно-променевою трубкою, що призводить до погіршень зору, зниження імунітету;
- недостатнє освітлення виробничих приміщень і робочих місць, у зв'язку з несправністю освітлювальних приладів, що призводить до погіршення зору;
- підвищений рівень шуму, що створюється людьми, які працюють у приміщенні, призводить до їх роздратованості, вломленню;
- незадовільні параметри мікроклімату робочого місця, у зв'язку із відсутністю приладів, що забезпечують необхідний повітрообмін та опалювальної системи, які можуть викликати загальні захворювання;
- вірогідність загоряння, у зв'язку із несправністю електричного обладнання, недотримання, або порушення правил протипожежної безпеки обслуговуючим персоналом, що призводить до пожежі;
- неправильні дії персоналу в умовах надзвичайних ситуацій, які призводять до паніки та загибелі людей.

## **7.2 Заходи по забезпеченню безпеки**

У приміщенні лабораторії застосовується широке різноманіття електроприладів: персональні комп'ютери, принтери, ксерокси, факси, освітлювальні прилади, кондиціонери, побутові електроприлади тощо. Небезпека ураження електричним струмом при використанні цих приладів з'являється при недотриманні заходів обережності, а також при відмові або несправності цього обладнання. Наслідки ураження електричним струмом залежать від багатьох факторів: опору організму, величини, тривалості дії, роду і частоти струму, шляхів його проходження через життєво важливі органи, умов зовнішнього середовища.

Для запобігання ураження електричним струмом встановлено електроустаткування, яке відповідає вимогам: ПУЕ («Правила устрою електроустановок») і ГОСТ 12.1.030-81 (2001) «ССБТ. Электробезопасность».

Защитное заземление, зануление», величина опору захисного заземлення електрообладнання приміщення – 4 Ом; НПАОП40.1-1.32-01 «Правила устройства электроустановок. Электрооборудование специальных установок». Приміщення відноситься до класу пожеже небезпечної зони П-Па, тому передбачений мінімальний ступінь захисту ізоляції обладнання IP44; ГОСТ 12.1.009-76 (1999) «ССБТ. Электробезопасность. Термины и определения».

По способу захисту людини від ураження електричним струмом, обладнання належить до I класу, оскільки має подвійну ізоляцію, елемент для заземлення та провід для приєднання до джерела живлення, що має заземлюючу жилу і вилку з заземлюючим контактом, що відповідає вимогам НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок» та НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Ймовірність механічного травмування може виникнути внаслідок нерационального розташування робочих місць, захаращення робочих місць або у зв'язку з недбалістю та неуважністю обслуговуючого персоналу. Для виключення травматизму відстань між робочими столами становить не менше 2 метрів, а відстань між боковими поверхнями моніторів - не менше 1,2 метра. Для забезпечення комфортних та безпечних умов праці, згідно ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», площа на одне робоче місце не менше  $6\text{ м}^2$ , а об'єм – не менше  $20\text{ м}^3$ .

У зв'язку із стресовими ситуаціями та нервово-емоційними навантаженнями у працівників може виникнути ймовірність захворювань загально-невротичного характеру.

Згідно рекомендаціям НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями» та з метою зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, поліпшення мозкового кровообігу, подолання несприятливих



наслідків гіподинамії, запобігання втоми, передбачені перерви у роботі – 15 хвилин кожні дві години, а також спеціально обладнане приміщення – кімната відпочинку. Також обов'язковим є проходження медичного огляду один раз на два роки за рахунок роботодавця відповідно Наказ міністерства охорони здоров'я України від 21 травня 2007р. №246 «Про затвердження порядку проведення медичного огляду працівників певних категорій».

Для запобігання кістково-м'язових порушень у зв'язку з тривалим статичним напруженням м'язів спини, шиї, рук і ніг необхідно передбачити перерви в роботі та виконувати фізичні вправи 2-3 рази протягом робочого часу. Застосування меблів та організація робочого місця згідно рекомендацій ГОСТ 12.2.032-78. ССБТ « Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» дає можливість не тільки уникнути прояву захворювань але і забезпечує гарний настрій та високий рівень працездатності.

### **7.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці**

Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії і гігієни праці розроблені відповідно до вимог Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», МЮУ 06.05.2014 р. за № 472/25249 (далі – «Гігієнічна класифікація праці»).

Метеорологічні умови в приміщенні – температура повітря, відносна вологість повітря й швидкість його переміщення відповідають встановленим санітарно-гігієнічним вимогам ДСН 3.3.6.042-99 «Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» і ГОСТ 12.1.005-88 (1991) «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». Роботи в приміщенні з ПК, належать до категорії І<sub>6</sub> - легка робота, тому передбачені наступні оптимальні значення параметрів мікроклімату:

- у холодний періоду: температура 21-23°C; відносна вологість: 40-60%; швидкість переміщення повітря: 0,1 м/с;

- у теплий період року: температура 22-24°C; відносна вологість: 40-60%; швидкість переміщення повітря: 0,2 м/с.

Забезпечення таких параметрів мікроклімату досягається оснащенням приміщень пристроями кондиціонування, вентиляції та дезодорації повітря, системами опалювання відповідно до рекомендацій ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Оптимальні рівні позитивних (n+) і негативних (n-) іонів у повітрі приміщення з ВДТ відповідають вимогам ГН 2152-80 «Санітарно-гігієнічні норми допустимих рівнів іонізації повітря виробничих та громадських приміщень» і становить: n+=1500-30000 (шт. на 1см<sup>3</sup>); n- = 3000-5000 (шт. на 1см<sup>3</sup>). Підтримку оптимального рівня легких позитивних і негативних аерофонів у повітрі на робочих місцях забезпечуються за допомогою біполярних коронних аероіонізаторів.

Повітрообмін – процес заміни відпрацьованого і забрудненого повітря у виробничому приміщенні свіжим за допомогою природної і (або) механічної вентиляції. Величина обміну повітря, м/год, – один з головних показників, необхідних для проектування будь-якої з систем вентиляції виробничого приміщення. Обмін повітря повинен розраховуватись так, щоб концентрація шкідливостей (пари, гази, волога, пил або аерозолі та ін.) в приміщенні під час роботи вентиляції не перевищувала допустимих рівнів чи гранично допустимих концентрацій (ГДК). ГДК деяких шкідливих речовин встановлюються згідно ГОСТ І2.1.005- 88 і ДСН 3.3.5.042 — 99 "Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень".

Внаслідок роботи за ПК, на фізіологію людини негативно впливають електромагнітні випромінювання. Щоб зменшити наслідки впливу на людину та знизити негативні показники у робочій зоні до допустимих значень, згідно з ГОСТ 12.2.007.0-75 «Изделия электротехнические. Общие требования безопасности», вироби, які створюють електромагнітні поля, повинні мати захисні елементи (екрани, поглиначі і т.д.). Вимоги до захисних елементів повинні бути вказані в стандартах та технічних умовах на конкретні види

виробів. Згідно з НПАОП 0.00-1.28-10 «Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин» та ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», на робочих місцях обладнаних ПК встановлені рідкокристалічні монітори, які не є джерелами рентгенівського та електромагнітного випромінювань.

Основними причинами недостатньої або нераціональної освітленості робочих місць є несправність або нераціональний вибір освітлювальних приладів. Незадовільна освітленість на робочому місці або на робочій зоні може бути причиною зниження продуктивності та якості праці, отримання травм. Недостатнє освітлення викликає зоровий дискомфорт, що виражається у відчутті незручності або напруженості. Тривале перебування в умовах зорового дискомфорту призводить до розсіювання уваги, зменшення зосередженості, зоровій і загальній втомі.

У приміщенні, згідно ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення» передбачене природне та штучне освітлення. Природне освітлення здійснено через світлові прорізи, які забезпечують коефіцієнт природної освітленості (КПО) не нижче 1,5%. Для захисту від прямих сонячних променів, які створюють прямі та відбиті відблиски на поверхні екранів і клавіатури, передбачено сонцезахисні пристрої, на вікнах встановлені жалюзі або штори. Штучне освітлення в приміщенні, здійснено системою загального рівномірного освітлення. Як джерела штучного освітлення в приміщенні застосовані люмінесцентні лампи типу ЛБ. При застосуванні яких дотримались наступних умов:

- температура навколишнього повітря не повинна бути нижче, ніж 5°C;
- напруга на освітлювальних приладах повинна бути не менше, ніж 90% номінальної.

Рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях приміщення відповідають вимогам ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з

візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» та ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку». Зниження рівня шуму в приміщенні здійснено за допомогою: використання більш сучасного обладнання; розташування принтерів та різноманітного устаткування колективного користування на значній відстані від більшості робочих місць працівників; переведення жорсткого диска в режим сну (Standby), якщо комп'ютер не працює протягом визначеного часу; використання блоків живлення ПК з вентиляторами на гумових підвісках.

Неправильне проектування або несправність систем опалення та вентиляції в приміщенні може призвести до негативних впливів на здоров'я працівників у вигляді простудних захворювань, перегрівань, проблем із дихальними шляхами тощо.

Для запобігання ризиків захворювання інфекційними хворобами підприємство чи окрема установа має індивідуальну програму забезпечення робітників належними умовами праці та впроваджує профілактичні заходи. Це можуть бути як сезонні (профілактичні) так і планові заходи. Плановими чи попередніми (при вступі на роботу) заходами можуть бути медичні огляди з урахуванням загальних протипоказань, індивідуальної чутливості, прогностичних ризиків розвитку захворювань. Сезонними заходами можуть бути проведення додаткових ін'єкцій чи оздоровчі програми для визначеної групи працівників що підлягають найбільшому впливу негативних факторів виробництва. Додатковими заходами попередження захворюваності є навчання адміністрації та працівників організацій (підприємств) основам медичних знань, способам збереження здоров'я на робочому місці; нормалізація санітарно-гігієнічних і психофізіологічних умов праці; залучення працівників до занять фізичною культурою, туризмом і спортом, підвищення доступності цих видів оздоровлення;

У разі виявлення алергічних реакцій у робітників на визначені матеріали меблів (ДСП, ДВП, МДФ, ратан, бамбук, пластмаса) необхідно мінімізувати перебування працівників у приміщенні де знаходиться подразник. Необхідно

забезпечити регулярне провітрювання для нейтралізації алергічних подразників і ретельно дотримуватись санітарних норм. Працівник може власноруч за необхідності обробити робочу панель комп'ютера чи стола вологою ганчіркою та провітрити робочу кімнату. За можливості встановити сучасну систему кондиціонування та зволоження повітря. Якщо віддалення робітника від подразника неможливе можна меблі що іонізують шкідливі речовини та є подразниками обгорнути плівкою для мінімізації розповсюдження алергічного запаху.

#### **7.4 Заходи з пожежної безпеки**

Горінням називається складний фізико–хімічний процес взаємодії горючої речовини та окиснювача, який супроводжується виділенням тепла та випромінюванням світла.

Горюча речовина і окиснювач, за певних умов, утворюють горюче(вибухонебезпечне) середовище. Залежно від агрегатного стану та ступеня подрібненості речовин, горюче середовище може утворюватися твердими речовинами, легко займистими, та горючими рідинами горючим пилом та горючими газами за наявності окиснювача. Процес горіння призводить до пожежі.

Пожежа – неконтрольоване горіння поза спеціальним вогнищем, що розповсюджується в часі і просторі. Для ліквідації пожежі у початковій стадії їх розвитку силами персоналу об'єктів застосовуються первинні засоби пожежогасіння. До них відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар(покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати, ломы, сокири тощо), системи автоматичного пожежогасіння. Первинні засоби пожежогасіння, в залежності від категорії приміщень, можуть розташовуватись як окремо, так і в складі пожежних щитів.

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин й матеріалів пожежі згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж

(EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» приміщення відноситься до класу можливої пожежі А – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір), та класу Е - пожежі, пов'язані горіння електроустановок, що перебувають під напругою до 1000 В.

Згідно із методикою визначення категорій приміщень та будівель за вибухо-пожежною та пожежною безпекою, який регламентується ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухо-пожежною та пожежною безпекою» та СНиП 2.09.02-85\* «Производственные здания» приміщення (лабораторія) відповідає категорії Д – наявність незаймистих речовини і матеріали в холодному стані.

Відповідно до категорії виробництва з пожежної безпеки і вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги», ступінь вогнестійкості дослідницької лабораторії – II.

В приміщення (лабораторія) пожежний інвентар з пожежним інструментом і вогнегасниками розташовано на двох спеціальних пожежних щитах(стендах), відповідно до "Правил пожежної безпеки в Україні". Серед первинних засобів пожежогасіння особливе місце займають вогнегасники, які відзначаються високою ефективністю дії. В приміщення (лабораторія) встановлено 2 вуглецевих вогнегасника, місткістю 5 л. Доцільність використання даного вогнегасника пояснюються його властивостями. Вогнегасник ВВК-3 призначений для гасіння загорання різних речовин, горіння яких не може відбуватися без доступу повітря, загорання електроустановок, що знаходяться під напругою, загорання в офісних приміщеннях при наявності оргтехніки. Головною особливістю вуглекислотний вогнегасників є відсутність слідів гасіння так як вуглекислота після використання не залишає слідів і бруду.

Також, для адміністративних приміщень рекомендується використання сповіщувачів пожежі, тому в офісне приміщення буде обладнане адресованим автоматичним сповіщувачем ДПП-1, який буде реагувати на дим. Своєчасне

виявлення ознак займання й виклик пожежних підрозділів дає змогу швидко локалізувати осередки пожежі та вжити заходи що до її ліквідації, а отже, створює можливість суттєво зменшити обсяги заподіяної шкоди. Адресований сповіщувач постійно або періодично активно формує сигнал про стан пожежонебезпечності у захищуваному приміщенні та про власну працездатність із зазначенням свого номера (адреси). Автоматичні пожежні сповіщувачі реагують на фактори, що супроводжують пожежу: підвищення температури, дим, полум'я. Для адміністративних приміщень використовуються димові пожежні сповіщувачі.

### **7.5 Евакуація людей при пожежі**

Під час пожежі або стихійного лиха переміщення людей в приміщенні має вирішальне для їх життя значення. При виникненні пожежі на початковій стадії виділяється тепло, токсичні продукти згорання, знижується концентрація кисню у повітрі, можливі обвалення конструкцій. Термін, коли небезпека для людей стає смертельною дуже обмежений і не перевищує 3-4 хвилин. Тому, слід враховувати необхідність евакуації людей у визначені терміни. Показником ефективності евакуації є час, протягом котрого люди можуть при необхідності залишити окремі приміщення і будівлю загалом. Безпека евакуації досягається тоді, коли тривалість евакуації людей в окремих приміщеннях і будівлях загалом не перевищує критичної тривалості пожежі, яка становить небезпеку для людей. Критичною тривалістю пожежі є час досягнення при пожежі небезпечних для людини температур і зменшення вмісту кисню у повітрі.

Основним критерієм переміщення людей при евакуації є ступінь свободи під час руху, яка, в свою чергу, залежить від кількості осіб, що переміщуються одночасно, від габаритів людини (антропометричних характеристик людини, виду одягу, наявності вантажу, його габаритів та маси), нервово-емоційного стану людей, конфігурації та площі приміщення. На швидкість евакуації також впливає ступінь свободи переміщення людей відносно один одного.

Дослідження показали, що щільність розміщення людей під час руху може змінюватись в широкому інтервалі: від нуля до  $1,14 - 1,15 \text{ м}^2 / \text{м}^2$ . При щільності до  $0,05 \text{ м}^2 / \text{м}^2$  людина має повну свободу, як по швидкості руху, так і в напрямку. При щільності до  $0,15 \text{ м}^2 / \text{м}^2$  – вже не можливо вільно змінювати напрямок свого переміщення та необхідно враховувати швидкість переміщення оточуючих людей. При щільності понад  $0,15 \text{ м}^2 / \text{м}^2$  – вже не можливо йти вільно, а при щільності понад  $1 \text{ м}^2 / \text{м}^2$  – спостерігається силовий тиск однієї людини на іншу, частина людей може не торкатися ногами підлоги, їх може знести основним потоком людей, є ймовірність отримання травм під час руху. Конкретне значення щільності руху при розробці схем евакуації залежить від призначення приміщення, економічних можливостей організації, але його значення повинно бути менше критичного з точки зору безпеки і не перевищувати  $0,92 \text{ м}^2 / \text{м}^2$ . Швидкість руху по сходах донизу в окремих випадках може бути вищою ніж по горизонталі (людина витрачає менше енергії, а сходи визначають загальний темп руху). Але, у випадку коли людина перестає бачити підлогу, боїться впасти, панікує швидкість суттєво зменшується.

Відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» и проектуванні приміщення повинні бути передбачені заходи щодо забезпечення безпеки під час пожежі.

Всі шляхи евакуації повинні бути забезпечені природним та штучним освітленням, яке повинно працювати як від звичайної електромережі так і від мережі аварійного живлення (ДБН В. 2. 5. – 28– 2006 «Природне і штучне освітлення»).

Згідно вимог НАПБ А.01.001-14 «Правил пожежної безпеки в Україні» в усіх закладах та установах повинні бути передбачені евакуаційні виходи.

Виходи вважаються евакуаційними, якщо вони ведуть:

– приміщень першого поверху назовні безпосередньо або через коридор, вестибюль, сходову клітку;



– з приміщень будь-якого поверху, крім першого, в коридори, що ведуть на сходову клітку, яка має вихід назовні;

- з приміщень в сусіднє приміщення на цьому ж поверсі, забезпечене виходами, вказаними вище.

Евакуаційні виходи повинні розташовуватись розосереджено. Їх кількість повинна бути не менше двох. Евакуаційні виходи, коридори, сходи не повинні заставлятися будь-якими предметами і обладнанням. Враховуючи, що при евакуації в одному напрямку переміщується значна кількість людей, то згідно НАПБ А.01.001-2004 «Правила пожежної безпеки в Україні» висота походу повинна бути не менше 2 метрів, мінімальна ширина шляхів евакуації повинна бути не менше 1 метра, дверей - не менше 0.8 метра. Двері на шляху евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель. При наявності людей у приміщенні двері евакуаційних виходів можуть замикатись лише на внутрішні запори (засуви,крючки тощо), котрі легко відмикаються (СНиП 2.01.02-85. «Противопожарные нормы проектирования зданий и сооружений»,ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту»). Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу із приміщення безпосередньо назовні або на сходову клітину не повинна перевищувати значень зазначених в СНиП 2.09.02-85. Для забезпечення організованого руху під час евакуації та попередження паніки технічні рішення повинні бути доповнені організаційними заходами, до яких, передусім, належать інструктаж та навчання персоналу. З цією ж метою розробляють плани евакуації з будівель та місць масового перебування людей.

План евакуації складається з двох частин: графічної і текстової. Графічна частина являє собою план поверху або приміщення, на який нанесено пронумеровані евакуаційні шляхи і виходи з маршрутами руху. Маршрути руху до основних евакуаційних виходів зображуються суцільними лініями зі стрілками зеленого кольору, маршрути до запасних виходів – пунктирними зеленими лініями зі стрілками. Окрім маршруту руху на плані позначаються місця розташування засобів оповіщення та пожежогасіння.

Текстова частина плану евакуації, яка являє собою таблицю з переліком та послідовністю дій у разі пожежі для конкретних посадових осіб і працівників, затверджується керівником об'єкту. План евакуації вивіщується на видному місці, а його положення повинні систематично відпрацьовуватись на практиці.

Дуже важливо для безпеки людей створити поти димний захист приміщення і особливо шляхів евакуації. Протидимний захист забезпечується обмеженням розповсюдження продуктів горіння в будівлях та приміщеннях, ізоляцією можливих місць виникнення пожежі, примусовим видаленням диму. Ці задачі вирішуються за допомогою об'ємно-планувальних та конструктивних рішень при проектуванні об'єктів, деякими технологічними прийомами в процесі будівництва, завдяки використанню спеціальних пристроїв і вентиляційних систем, які призначені для видалення диму, зниження температури і конденсації продуктів горіння.

Для своєчасного здійснення заходів з евакуації людей, включення стаціонарних установок пожежогасіння, виклику пожежної охорони тощо, вибухопожежонебезпечні об'єкти обладнуються системами пожежної сигналізації, запуск яких може здійснюватись автоматично або вручну.

## **7.6 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях**

Єдина державна система цивільного захисту та її складові

### **Стаття 8. Єдина державна система цивільного захисту**

1. Забезпечення реалізації державної політики у сфері цивільного захисту здійснюється єдиною державною системою цивільного захисту, яка складається з функціональних і територіальних підсистем та їх ланок.

2. Положення про єдину державну систему цивільного захисту, типові положення про функціональну і територіальну підсистеми затверджуються Кабінетом Міністрів України.

3. Основними завданнями єдиної державної системи цивільного захисту є:

- 1) забезпечення готовності міністерств та інших центральних та місцевих органів виконавчої влади, органів місцевого самоврядування, підпорядкованих їм сил і засобів до дій, спрямованих на запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;
- 2) забезпечення реалізації заходів щодо запобігання виникненню надзвичайних ситуацій;
- 3) навчання населення щодо поведінки та дій у разі виникнення надзвичайної ситуації;
- 4) виконання державних цільових програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям, забезпечення сталого функціонування підприємств, установ та організацій, зменшення можливих матеріальних втрат;
- 5) опрацювання інформації про надзвичайні ситуації, видання інформаційних матеріалів з питань захисту населення і територій від наслідків надзвичайних ситуацій;
- 6) прогнозування і оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій, визначення на основі прогнозу потреби в силах, засобах, матеріальних та фінансових ресурсах;
- 7) створення, раціональне збереження і використання резерву матеріальних та фінансових ресурсів, необхідних для запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;
- 8) оповіщення населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій, своєчасне та достовірне інформування про фактичну обстановку і вжиті заходи;
- 9) захист населення у разі виникнення надзвичайних ситуацій;
- 10) проведення рятувальних та інших невідкладних робіт щодо ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, організація життєзабезпечення постраждалого населення;
- 11) пом'якшення можливих наслідків надзвичайних ситуацій у разі їх виникнення;

12) здійснення заходів щодо соціального захисту постраждалого населення;

13) реалізація визначених законом прав у сфері захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій, в тому числі осіб (чи їх сімей), що брали безпосередню участь у ліквідації цих ситуацій.

### **Стаття 9. Функціональні підсистеми єдиної державної системи цивільного захисту**

1. Функціональні підсистеми єдиної державної системи цивільного захисту (далі - функціональні підсистеми) створюються центральними органами виконавчої влади у відповідній сфері суспільного життя.

2. Положення про функціональні підсистеми розробляються на підставі типового положення про таку підсистему і затверджуються центральними органами виконавчої влади, що їх створили, за погодженням із центральним органом виконавчої влади, який забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

У разі якщо діяльність центральних органів виконавчої влади спрямовується і координується Кабінетом Міністрів України через відповідного міністра, зазначені положення затверджуються такими міністрами за погодженням із центральним органом виконавчої влади, який забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

3. Перелік центральних органів виконавчої влади, що створюють функціональні підсистеми, визначається Положенням про єдину державну систему цивільного захисту.

4. Безпосереднє керівництво функціональною підсистемою покладається на керівника органу, суб'єкта господарювання, що створив таку підсистему.

5. До складу функціональних підсистем входять органи управління та підпорядковані їм сили цивільного захисту, відповідні суб'єкти господарювання, які виконують завдання цивільного захисту.

### **Стаття 10. Територіальні підсистеми єдиної державної системи цивільного захисту та їх ланки**

1. Територіальні підсистеми єдиної державної системи цивільного захисту (далі - територіальні підсистеми) діють в Автономній Республіці Крим, областях, містах Києві та Севастополі.

2. Положення про територіальні підсистеми розробляються на підставі типового положення про таку підсистему і затверджуються відповідно Радою міністрів Автономної Республіки Крим чи місцевими державними адміністраціями за погодженням із центральним органом виконавчої влади, який забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

3. Ланки територіальних підсистем створюються:

1) Радою міністрів Автономної Республіки Крим - у районах Автономної Республіки Крим;

2) районними, районними у містах Києві та Севастополі державними адміністраціями - у районах, районах у містах Києві та Севастополі;

3) органами місцевого самоврядування - в обласних центрах, у містах обласного і районного значення.

4. Положення про ланку територіальної підсистеми затверджується органом, що її створив.

5. Безпосереднє керівництво територіальною підсистемою, її ланкою покладається на посадову особу, яка очолює орган, що створив таку підсистему, ланку.

6. Безпосереднє керівництво територіальною підсистемою Автономної Республіки Крим покладається на Раду міністрів Автономної Республіки Крим.

7. До складу територіальних підсистем та їх ланок входять органи управління та підпорядковані їм сили цивільного захисту, відповідні суб'єкти господарювання.

**Глава 3. Функціонування єдиної державної системи цивільного захисту**

**Стаття 11. Режими функціонування єдиної державної системи цивільного захисту**

1. Єдина державна система залежно від масштабів і особливостей надзвичайної ситуації, що прогнозується або виникла, функціонує у режимах: повсякденного функціонування; підвищеної готовності; надзвичайної ситуації; надзвичайного стану.

2. Положенням про єдину державну систему цивільного захисту визначається перелік заходів, що здійснюються у відповідному режимі, завдання та порядок взаємодії суб'єктів забезпечення цивільного захисту під час функціонування зазначеної системи у відповідному режимі.

3. В особливий період єдина державна система цивільного захисту функціонує відповідно до цього Кодексу та з урахуванням особливостей, що визначаються згідно з вимогами законів України "Про правовий режим воєнного стану", "Про мобілізаційну підготовку та мобілізацію", а також інших нормативно-правових актів.

#### **Стаття 12. Режим повсякденного функціонування**

1. Режим повсякденного функціонування єдиної державної системи цивільного захисту встановлюється за умов нормальної виробничо-промислової, радіаційної, хімічної, сейсмічної, гідрогеологічної, гідрометеорологічної, техногенної та пожежної обстановки та за відсутності епідемій, епізоотій, епіфітотій.

#### **Стаття 13. Режим підвищеної готовності**

1. У разі загрози виникнення надзвичайної ситуації за рішенням відповідно Кабінету Міністрів України, Ради міністрів Автономної Республіки Крим, обласних, Київської чи Севастопольської міських державних адміністрацій для єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється режим підвищеної готовності.

#### **Стаття 14. Режим надзвичайної ситуації**

1. У разі виникнення надзвичайної ситуації за рішенням відповідно Кабінету Міністрів України, Ради міністрів Автономної Республіки Крим, обласних, Київської чи Севастопольської міських державних адміністрацій для

єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється режим надзвичайної ситуації.

### **Стаття 15. Режим надзвичайного стану**

1. Режим надзвичайного стану для єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється у межах території, на якій введено правовий режим надзвичайного стану відповідно до Закону України "Про правовий режим надзвичайного стану" .

Таким чином, проаналізувавши потенційні небезпеки, що можуть мати місце при роботі в науково-дослідних лабораторіях з використанням ПК, встановлено, що тільки постійне дотримання вимог нормативно-правових документів (НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями», ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» та інших) дасть можливість робітникам зберегти життя.

## ВИСНОВКИ

Під час розробки заданої конструкції було виконано ряд аналізів похилих та похило-поворотних столів різних виробників. За даними аналізу конструкцій столів була обрана оптимальна конструкція столу, для обробки деталей середньої ваги та розмірів.

Розроблена конструкція двохосьового похило-поворотного стола. В приводі осі С використовується моментний електродвигун, а в приводі осі А використовується зубчаста передача. Використання в приводі осі А планетарного редуктора та зубчастої передачі дозволяє використовувати синхронний електродвигун значно меншого крутного моменту. Застосування двостороннього приводу за віссю А забезпечує вищі показники точності за рахунок усунення скручування стола.

Виконані розрахунки навантаження на привод, що дозволяє обґрунтовано вибирати параметри електродвигуна. Вибрано тип підшипників та розраховано їх довговічність для опор поворотної осі А.

Для забезпечення контролю повороту за осями А і С вибрано тип і конструкцію датчиків кутових переміщень.

Також був розроблений розділ з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях. Був проведений аналіз потенційних небезпек та запропоновані заходи по забезпеченню безпеки. Запропоновані заходи з виробничої санітарії та гігієни праці та пожежної безпеки.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов.
2. Кухлинг Х. Справочник по физике (2-е издание, 1985).
3. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: справочник – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.: ил.
4. Бушуев В.В. Практика конструирования машин: справочник – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.: ил.
5. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков. – М.: Машиностроение. 1987. – 280 с., ил.
6. [Электронный ресурс] [http://www.aichi-sangyo.co.jp/pdf/machine/201611\\_Hermle\\_C52\\_EN.pdf](http://www.aichi-sangyo.co.jp/pdf/machine/201611_Hermle_C52_EN.pdf)
7. [Электронный ресурс ] <http://www.fehlmann.com/en/products/machining-centres-in-portal-design/versar-825/>
8. [Электронный ресурс ] <http://huron.fr/>
9. [Электронный ресурс ] [www.haascnc.com/index.html](http://www.haascnc.com/index.html)
10. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. Изд. 4-е перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1993., 463 с.
11. Редукторы (каталог-справочник). Сост. Непомнящий Л. Л., Семичев Л. Е., М.: ГОСИНТИ, 1963, 259 с.
12. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко и др.— М.: Машиностроение, 1984. — 247 с, ил.
13. Мягков В. Д. Краткий справочник конструктора. Изд. 2-е. Л., «Машиностроение», 1975. 816 с.
14. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах. М: Издательство АН СССР, 1961., 150 с.
15. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник./под ред. Н. С. Ачеркана. Том 1. М.: Машиностроение, 1968, 440 с.

16.Цехнович Л. И., Петриченко И. П. Атлас конструкций редукторов: Учеб.пособие.— 2-е изд., перераб. и доп.— К: Выцашк. 1990.— 151 с: ил.

17.Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб.пособие для машиностроит. вузов. Изд. 2-е, переработ. М., «Высш. школа», 1970. 368 с. с илл.