

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(назва факультету)

приладів та контрольно-вимірювальних систем

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

Розробка конструкції приладу для дослідження

міцності приводних ланцюгів

Виконав: студент (ка) 4 курсу, групи РВс-41

спеціальності 152

Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка

(шифр і назва спеціальності)

Джиджора Р. Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Наконечний Ю І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Апостол Ю. О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Яворська Є. Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедрою

Паламар М. І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль – 2022

ЗМІСТ

ВСТУП

1. Загальнотехнічна частина
 - 1.1 Літературний огляд за темою роботи
2. Конструкторсько технологічна частина
 - 2.1 Опис конструкторської та принципу роботи спроектованого пристрою
 - 2.2 Основні кенаматичні та силові розрахунки
3. Спеціальна частина
 - 3.1 Електроніка, мікропроцесорна техніка та САПР
 - 3.2 Дослідження механізмів стенду для імітації експлуатаційних умов ділянки роликового ланцюга
4. Охорона праці
 - 4.1 Психологія безпеки праці
 - 4.2 Вимоги техніки безпеки при регулюванні та обслуговуванні пристрою
 - 4.3 Способи гасіння пожеж

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТКИ

АНОТАЦІЯ

Тема кваліфікаційної роботи: «Розробка конструкції приладу для дослідження міцності приводних ланцюгів». Кваліфікаційна робота бакалавра // Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії, група РВс-42. // Тернопіль, 2022 р. // с.- 59, рис.- 17, табл.- 3

Ключові слова: Ланцюг, ударотривалість, ланка, прилад, випробувальна техніка, навантаження, міцність

Кваліфікаційна робота полягає в розробці конструкції приладу для дослідження міцності приводних ланцюгів, який буде використовуватись , як випробувальна техніка. В процесі виконання кваліфікаційної роботи було покращено конструкцію стенда для дослідження відрізка втулково-роликового ланцюга на ударну міцність

Theme of qualification work: "Development of the design of the device for research of durability of drive chains". Qualification work of a bachelor // Ternopil National Technical University named after Ivan Pulyuy, Faculty of Applied Information Technologies and Electrical Engineering, RVs-42 group. // Ternopil, 2022 // p.- 59, fig.- 17, table.- 3

ЗМІСТ

ВСТУП

1. Загальнотехнічна частина
 - 1.1 Літературний огляд за темою роботи
2. Конструкторсько технологічна частина
 - 2.1 Опис конструкторської та принципу роботи спроектованого пристрою
 - 2.2 Основні кенаматичні та силові розрахунки
3. Спеціальна частина
 - 3.1 Електроніка, мікропроцесорна техніка та САПР
 - 3.2 Дослідження механізмів стенду для імітації експлуатаційних умов ділянки роликового ланцюга
4. Охорона праці
 - 4.1 Психологія безпеки праці
 - 4.2 Вимоги техніки безпеки при регулюванні та обслуговуванні пристрою
 - 4.3 Способи гасіння пожеж

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТКИ

ВСТУП

Даний проєктований прилад являється розробка конструкції приладу для дослідження міцності приводних ланцюгів, який використовується для дослідження міцності та ударовитривалості приводних ланцюгів. Даний пристрій являється досить зручним та точним пристроєм.

Ланцюг— конструкція, що складається з однакових жорстких деталей (ланок), рухомо сполучених між собою послідовно та може бути реалізована як: набір металевих кілець, послідовно з'єднаних одне з одним, або як гнучкий виріб, що складається з послідовно шарнірно сполучених ланок, елемент машин чи споруд, що використовується для урухомлення виконавчих органів та передавання крутного моменту чи тягового зусилля.

Ланцюги виготовляють з ковкого чавуну, сталі. Широко застосовуються в гірничій техніці, зокрема в конвеєрах скребкових, комплексах очисних, побуті, сільсько - господарській техніці тощо.

Для того щоб почати користування приладом потрібно увімкнути його в мережу електроживлення. Отже, виходячи із вищеописаного даним пристроєм зможе користуватися будь-яка людина, яка ніколи не мала справи із подібними приладами та при цьому навіть не має уявлення про її основні ази.

Експлуатується цей пристрій в основному тільки в середині приміщення, оскільки він являється стаціонарним отже зміни температури і вологості повітря будуть незначними. Враховуючи вище сказане не потрібно використовувати елементну базу з високими показниками стабільності, оскільки пристрій переважно працюватиме в нормальних кліматичних та температурних умовах. Також при цьому можна значно здешевити вартість пристрою, оскільки більш дешева елементна база має меншу ціну.

Проектований пристрій являється стаціонарним і потребує живлення від мережі електроживлення із вихідною напругою 220В та частотою 50Гц.. Отже можна вважати що тема дипломного проєкту є актуальною та важливою і може з деякими доробками запроваджуватися у виробництво.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

Об'єктом дослідження даного стенду є ланцюги ролико-втулкові. Для розробки стенду обираємо однорядний втулково-роликовий ланцюг згідно ГОСТ 13568-97 ПР – 8 – 4,6.

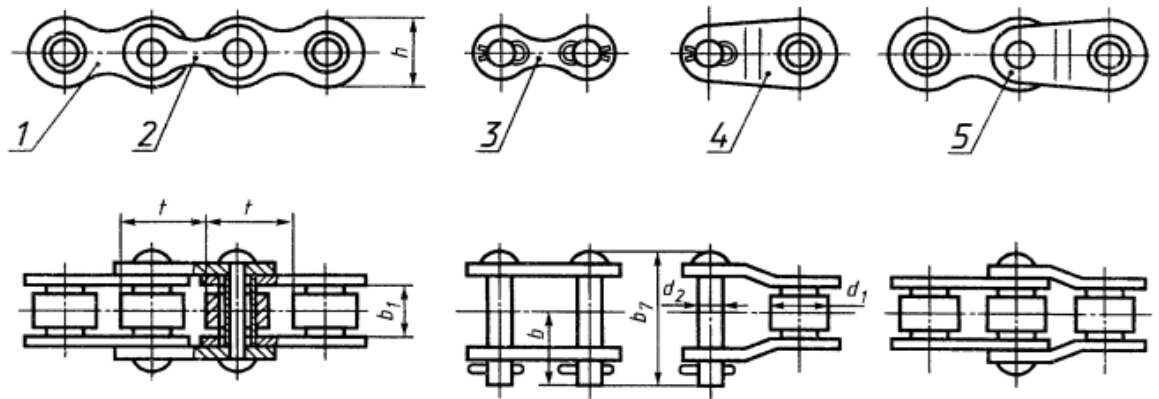


Рисунок 1.1 – Основні ланки ланцюга

Розглянемо декілька патент на основі якого буде проводитись розробка стенду.

Авторське свідоцтво SU1613906 «Стенд для дослідження відрізка втулково-роликового ланцюга на ударну міцність»

Винахід відноситься до випробувальної техніки і може бути використаний для випробувань втулкових та роликових ланцюгів. Ціль винаходу – наближення умов випробування до реальних шляхом силового навантаження на відрізок ланцюга.

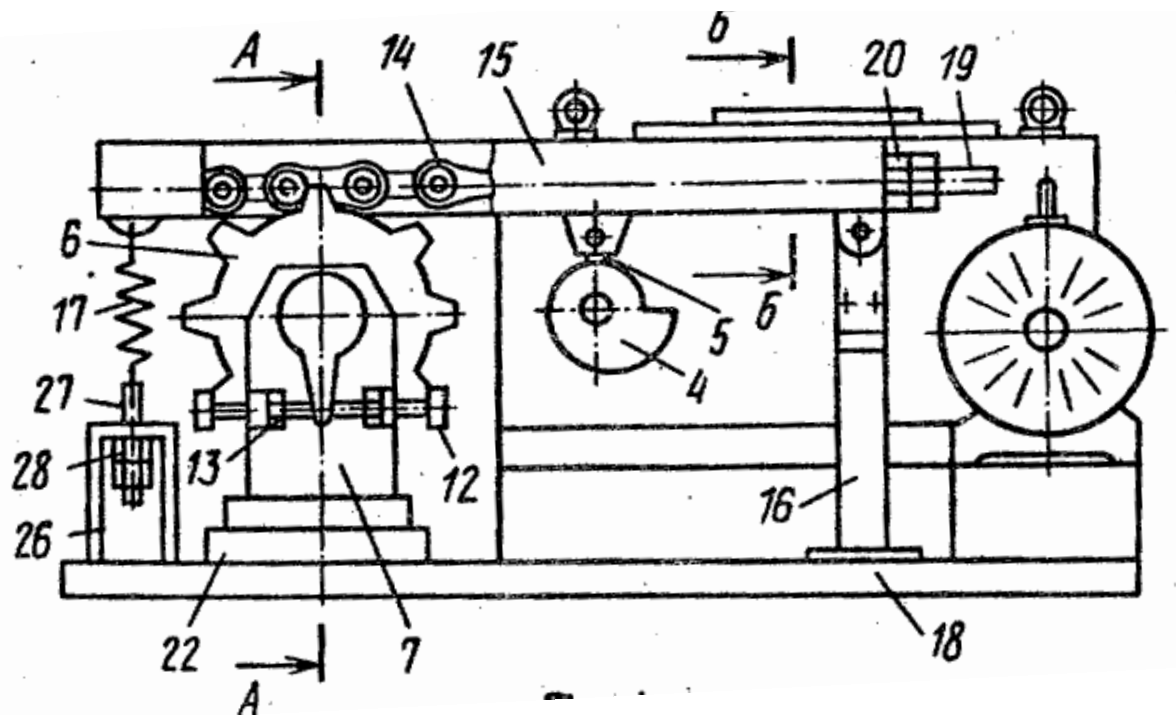


Рисунок 1.2 – Схематичне зображення стенду

Вимірювання відбувається таким чином.

Досліджуваний відрізок ланцюга 14 кріпиться до рамки 15 і розтягується заданим зусиллям за допомогою гвинта 19 та гайок 20. Після цього вмикається двигун. При обертанні кулачка 4 відбувається підйом та під дією пружини 17 опускання рамки 15 з ланцюгом 14 внаслідок чого відбувається удар ролика(втулки) ланцюга та зірочки 6. Поворотом зірочки навколо вертикальної осі можна регулювати косий удар ролика(втулки) ланцюга об зуб зірочки. Силу і швидкість удару можна регулювати силою натягу пружини 17, а частоту ударів – частотою обертання варіатора 3 та профілем кулачка 4. Місце удару та напрямок швидкості на зірочці виставляється за допомогою переміщення вздовж направляючих 22 і повороту за допомогою гвинтів 12.

При випробуваннях зірочка 6 встановлюється в такому положенні, щоб під часу удару з зубом приймав участь другий з ліва шарнір відрізка ланцюга, приймаючи, що перший шарнір закріплений в рамці 15 жорстко.

На стенді повністю відбувається імітація удару ролика (втулки) об зуб зірочки. Це пояснюється тим, що як і в реальній ланцюговій передачі перший шарнір, що вже набіг на зірочку, вважається жорстко закріплений на ній, а удар по зубу відбувається другим шарніром з вільною гілкою зубчастої передачі. На стенді можна вести випробування ударної міцності роликів і втулок в залежності від довжини ланцюга, натягу ланцюга, сили удару, кута перекосу ланцюга відносно зірочки і т.д. Застосування стенду дозволяє підвищити достовірність результатів при дослідженні роликів і втулок ланцюгів на ударну міцність.

Пошук по патентній базі схожих пристроїв не дав позитивних результатів. Цей стенд якоюсь мірою є унікальним. Основна маса пристроїв орієнтована на калібрування ланцюгів, визначення їхньої максимальної навантажувальної здатності, випробування на відхилення кроку, що кардинально відрізняється від стенду, що наведений у авторському свідоцтві SU1613906.

Проведемо аналіз даного стенду.

До переваг стенду можна віднести:

1. Широкий діапазон умов навантаження ланцюга, що дає змогу проаналізувати типи пошкоджень ланцюга в залежності від умов його роботи.
2. Широкий діапазон досліджуваних ланцюгів.
3. Відносна простота конструкції пристрою.
4. Високий ступінь імітації навантаження.
5. Унікальність пристрою.

До недоліків пристрою відносяться:

1. Наявність механічного варіатора, збільшує втручання оператора в роботу стенду.

2. Навантаження створюється пружинами, що дає лише орієнтовні значення навантаження для створення натягу та сили удару.
3. Складність монтажу ланцюга на стенд.

Під час проектування пристрою розробиться максимально проста конструкція стенду, а також встановиться елементи, які допоможуть регламентувати сили натягу пружин, щоб підвищити точність імітації умов роботи, а також вчасно виявляти зношеність пружин. Механічний варіатор заміниться на мотор-редуктор, що допоможе значно розширити діапазон частоти ударів завдяки регулюванню частоти обертання валу двигуна. Рамка для монтажу ланцюга буде спроектована таким чином, що спростить процес фіксації ланцюга.

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Опис конструкції та принципу роботи спроектованого пристрою

Наглядно кінематично-принципова схема представлена на рис. 2.1.

Конструкція пристрою складається зі станини 10 на якій розміщений гвинтовий механізм навантаження 9, механізм фіксації та переміщення зірочки 11, двигун 13, редуктор 15, кронштейн рами 16. На вихідному валу редуктора 15 розміщений кулачок 14, до вхідного валу редуктора 15 під'єднаний двигун 13. До кронштейна 16 на рухомому шарнірі кріпиться рама 2. На рамі 2 розміщений гвинтовий механізм натягу 6, датчик сили 4, пружина 3 та досліджуваний ланцюг 1. Також до конструкції рами належить ролик 5. До вільного кінця рами кріпиться пружина навантаження 7, яка у свою чергу з'єднана з датчиком сили 8.

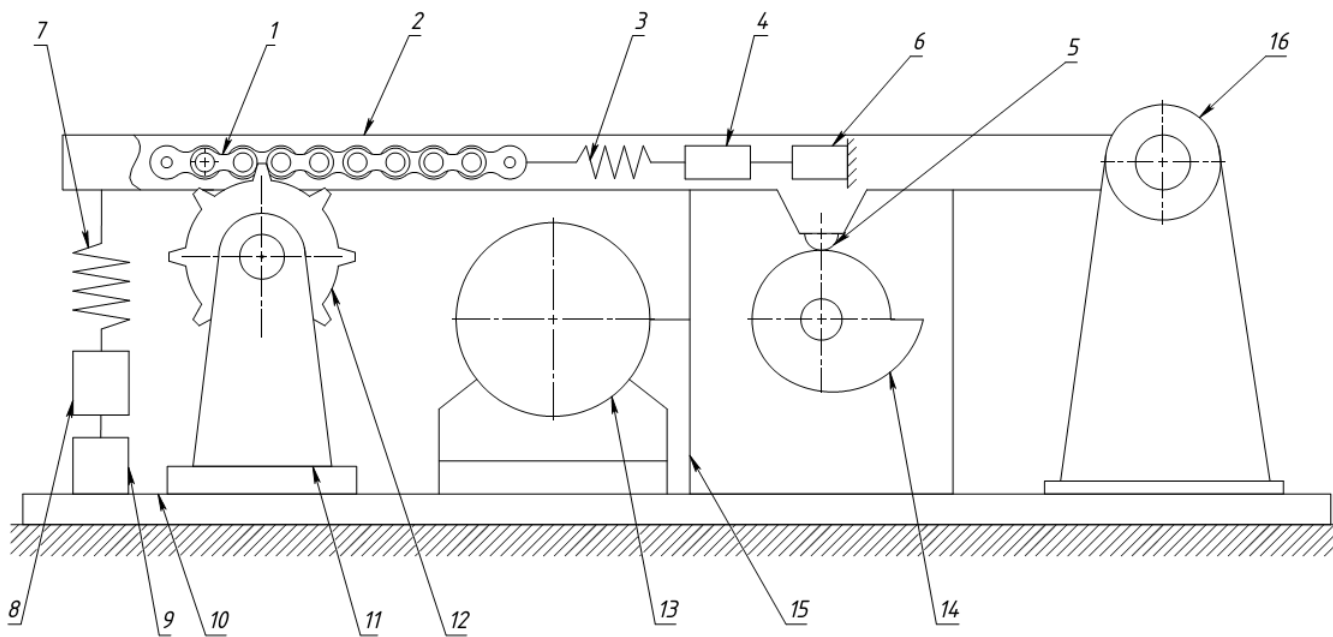


Рисунок 2.1 - Кінематична принципова схема пристрою.

Стенд розміщується на столі. На раму 2 монтується ланцюг 1, за допомогою механізму натягу 6 розтягується, навантаження регламентується датчиком 4. Після чого вмикається двигун 13, який через редуктор 15 приводить в обертання кулачок 14, внаслідок обертання кулачка 14, що обкатується роликом 5, в коливальний рух приводиться рама 2 з ланцюгом. Кулачком 14 забезпечується підймання рами, внаслідок підйому розтягується пружина 7, що повертає раму 2 у початкове положення. В цей час ланцюг 1 вдаряється бо зірочку 12. Натяг пружини 7 здійснюється за допомогою навантажувального гвинтового механізму 9, а зусилля регламентується датчиком сили 8.

Також за допомогою механізму фіксації та переміщення зірочки 11 можна зміщувати, а також обертати зірочку 12 навколо своєї осі, що буде імітувати косий удар ланцюга.

Процес імітації продовжується деякий період часу, після чого можна оцінювати механічні пошкодження ланцюга, внаслідок роботи в такому режимі.

Об'єктом дослідження стенду є ролико-втулкові ланцюги. За базовий приймаємо ланцюг ПР-8-4.6 згідно ГОСТ 13568-97.

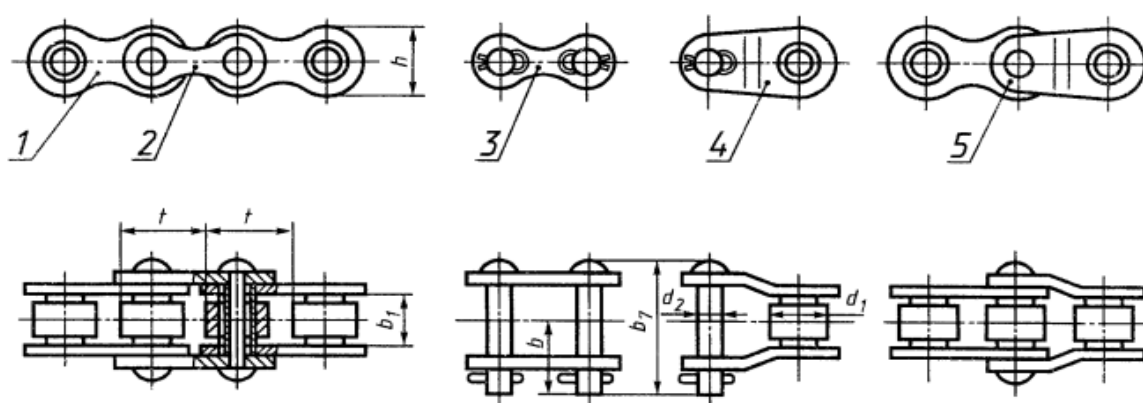


Рисунок 2.2 – Основні ланки ланцюга

З наступними габаритними розмірами

$$t = 8 \text{ мм} \quad t = 8 \text{ мм} \text{ – крок ланцюга}$$

$b_1 = 3 \text{ мм}$ $b_1 = 3 \text{ мм}$ – ширина ролика

$d_2 = 2.31 \text{ мм}$ $d_2 = 2.31 \text{ мм}$ – діаметр стержнів

$d_1 = 5 \text{ мм}$ $d_1 = 5 \text{ мм}$ – діаметр ролика

$h = 7 \text{ мм}$ $h = 7 \text{ мм}$ – максимальна висота ланки

Максимальна навантажувальна здатність ланцюга на розрив становить
 $P_{max} = 4600 \text{ Н}$.

Згідно ГОСТ 13658-97 всі випробування ланцюга відбуваються з навантаженням 15-33% від максимальної навантажувальної здатності.

Отже максимальне зусилля натягу та удару становить :

$$F_{max} = 0.33 \cdot P_{max} \quad F_{max} = 0.33 \cdot P_{max} \quad (2.1)$$

$$F_{max} = 0.33 \cdot 4600 = 1518 \text{ Н}$$

Виходячи з даних значень навантажень проводимо розрахунки приводу для обертання кулачка, підбір пружин та датчиків навантаження.

2.2 Основні кінематичні та силові розрахунки

В даному пристрої використаємо пружини розтягу, виконані із дроту 12X18Н10Т ГОСТ 18143-72.

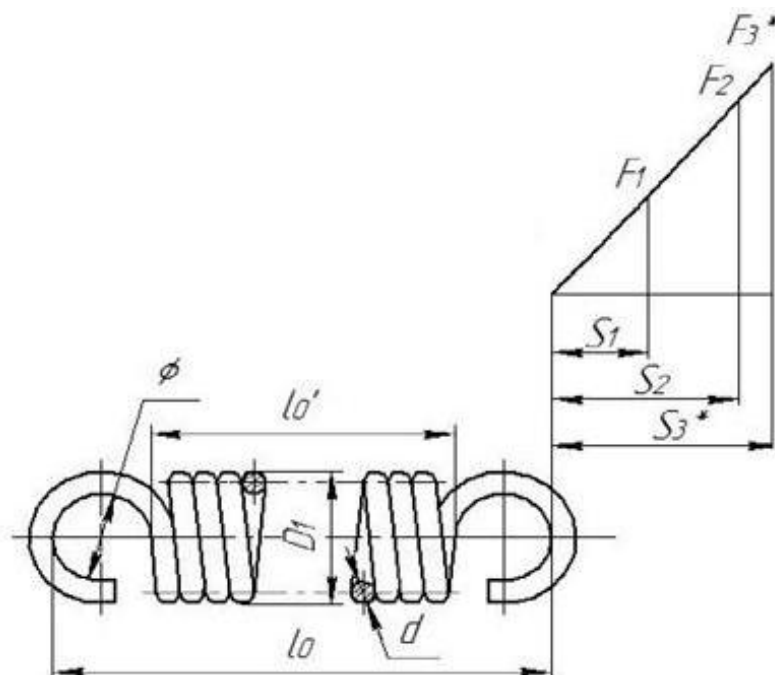


Рисунок 2.3 – Схема пружини

Зачіпки пружин виконані із цілого витка виведені на центр.

Пружина виготовляється із дроту діаметром $\varnothing d = 3 \text{ мм}$, кількість витків становить $n=9$, довжина пружини $l_0' = 27 \text{ мм}$, жорсткість пружини $k=40 \text{ н/мм}$.

$D_1 = 15 \text{ мм}$, попередній розтяг становить $S_1 = 0 \text{ мм}$ та зусилля $F_1 = 0 \text{ Н}$.

Робочий розтяг становить $S_2 = 40 \text{ мм}$ та зусилля $F_2 = 1518 \text{ Н}$.

Максимальний розтяг становить $S_3 = 60 \text{ мм}$ та зусилля $F_3 = 2400 \text{ Н}$.

В даному дипломному проєкті будуть використані давачі сили U9C/2кіз номінальним навантаженням у 2000 Н, що повністю покриває необхідний діапазон зусиль



Рисунок 2.4 - Загальний вигляд давача

Таблиця 2.1 - Технічні характеристики

Модель	U9C
Діапазон зусиль, Н	0-2000
Вхідна напруга, В	5
Вхідний опір, Ом	300-400
Вихідний опір, Ом	350
Підключення	4-х провідне
Відносна похибка, %	0,2
Нелінійність, %	0,2
Номінальна температура, С	23
Робоча температура, С°	-10...+70
Вага(без кабеля),г	100

Геометричні параметри давача

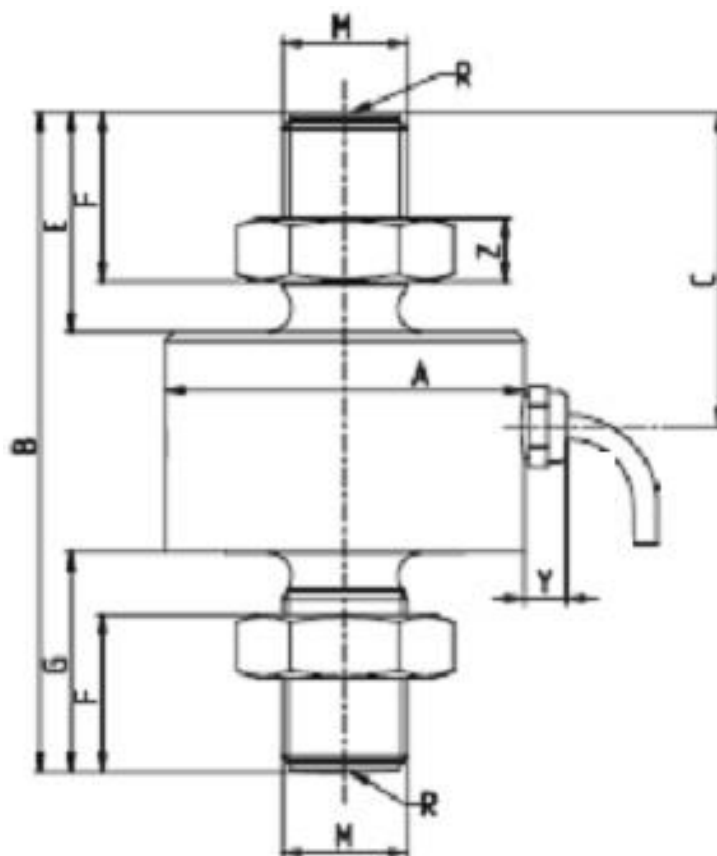


Рисунок 2.5 - Габаритні розміри давача

Таблиця 2.2 – Габаритні розміри

A	B	C	E	F	G	M	R	Y	Z
23	60	28.5	21	16	10	M10	40	5,5	5

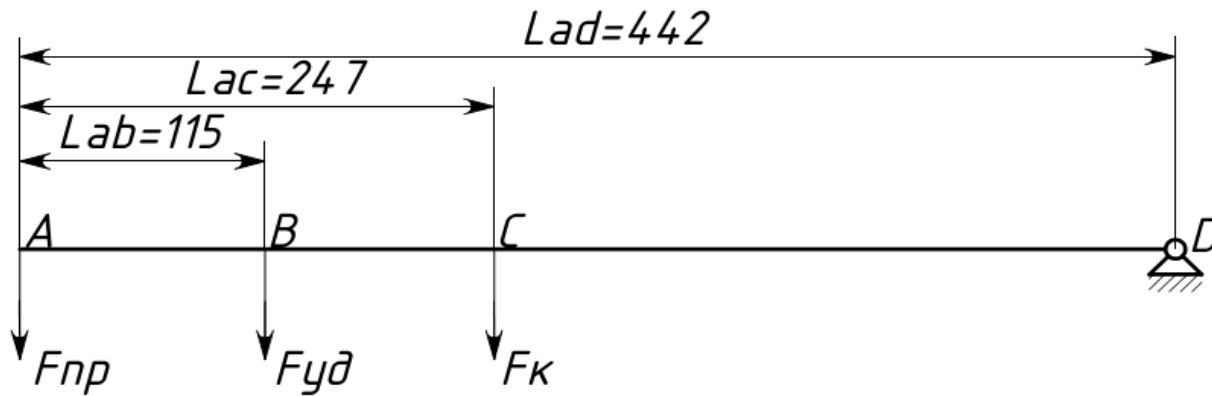


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема рамки

Згідно розрахунків .

Знаходимо невідомі сили згідно схеми:

$$F_{np.} = 1518 \cdot \frac{442 - 115}{442} = 1123 \text{ Н} \quad (2.2)$$

Отже, для створення сили удару, що становить нам необхідно розвинути навантаження на пружині $F_{np.} = 1123 \text{ Н}$ $F_{np.} = 1123 \text{ Н}$.

$$F_{\kappa} = 1123 \cdot \frac{422}{422 - 247} = 2545 \text{ Н} \quad (2.3)$$

Щоб розвинути необхідну силу удару, на рамку кулачком необхідно прикласти зусилля $F_{\kappa} = 2545 \text{ Н}$ $F_{\kappa} = 2545 \text{ Н}$

Для розрахунку переміщення рамки використаємо діаграму розтягнення пружини:

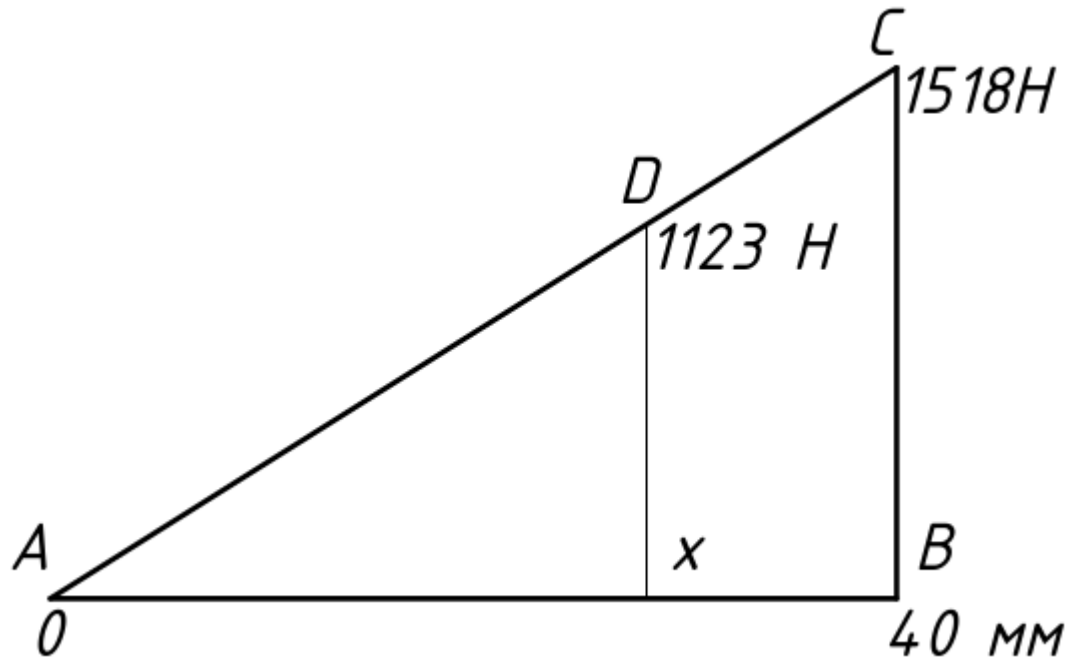


Рисунок 2.7 – Діаграма розтягу пружини

Визначаємо довжину розтягу пружини згідно з діаграмою:

$$\frac{AB}{CB} = \frac{Dx}{Ax} = \frac{Dx}{Ax} \quad (2.4)$$

Звідки :

$$Ax = \frac{Dx \cdot AB}{CB} \quad (2.5)$$

$$Ax = \frac{1123 \cdot 40}{1158} = 29.5 \text{ мм}$$

Визначаємо переміщення рамки у місці контакту з кулачком згідно рисунку 3.5.

$$\Delta R = Ax \cdot \frac{Lad - Lac}{Lad} \quad (2.6)$$

$$\Delta R = 29.5 \cdot \frac{442 - 247}{442} = 13 \text{ мм}$$

Отже, максимальна різниця радіусів кулачка становить $\Delta r = 13 \text{ мм}$.
 $\Delta r = 13 \text{ мм}$.

Максимальна різниця радіусів кулачка становить $\Delta R = 13 \text{ мм}$.
 $\Delta R = 13 \text{ мм}$.

Внутрішній діаметра кулачка приймаємо $d = 10 \text{ мм}$ $d = 10 \text{ мм}$.

Виконуємо креслення кулачка.

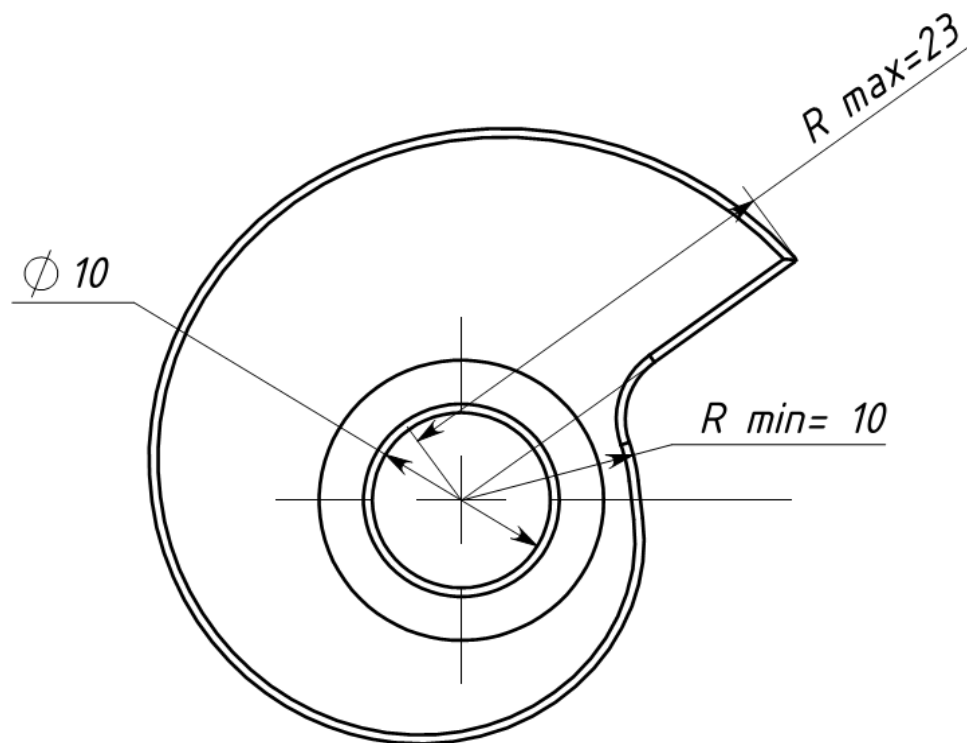


Рисунок 2.8 – Ескізне креслення кулачка

Зусилля з яким діє рамка на кулачок становить:

$$F_k = 2545 \text{ Н}$$

Оскільки, кулачок обкатується роликом, визначаємо силу тертя між роликом та кулачком згідно формули:

$$F_{\tau} = \frac{kF_k}{R_{\max}} F_{\tau} = \frac{kF_k}{R_{\max}} \quad (2.7)$$

Де $k = 0,04$ см $k = 0,04$ см – коефіцієнт тертя кочення Сталь-Сталь

$R_{max} = 2,3$ см $R_{max} = 2,3$ см – максимальний радіус кулачка

$$F_T = 0,04 \cdot \frac{2545}{2,3} = 44.2 \text{ Н}$$

Крутний момент на кулачку становить:

$$T = F_T R_{max} \quad T = F_T R_{max} \quad (2.8)$$

$$T = 44.2 \cdot 0.023 = 1.01 \text{ Нм}$$

Отже крутний момент на вихідному валу редуктора повинен становити

$$T \geq 1.01 \text{ Нм}$$

При проектуванні редуктора врахуємо наступні параметри

$n_{\square} = 150 \frac{\text{об}}{\text{хв}} n_{\square} = 150 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – максимальна частота обертання кулачка

$T = 1.1 \text{ Нм} \quad T = 1.1 \text{ Нм}$ – крутний момент на вихідному валу

Також силові розрахунки проведемо лише для тихохідної ступені редуктора, оскільки вона є більш навантаженою, а для вхідної приймемо аналогічний модуль, та проведемо лише геометричний розрахунок передачі, що забезпечить якісну роботу редуктора.

Загальне передаточне число приводу:

$$u_{\text{заг.}} = \frac{n_{\square}}{n_{\text{вих.}}} u_{\text{заг.}} = \frac{n_{\square}}{n_{\text{вих.}}} \quad (2.9)$$

$n_{\square} = 150 \frac{\text{об}}{\text{хв}} n_{\square} = 150 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – частота обертання кулачка

$n_{\square} = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}} n_{\square} = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – частота обертання валу двигуна

$$u_{\text{заг.}} = \frac{1500}{150} = 10$$

Приймаємо:

$$u_{\text{ц.п.}} = 4$$

Тоді:

$$u_{\text{к.п.}} = \frac{u_{\text{заг.}}}{u_{\text{ц.п.}}}$$

$$u_{\text{к.п.}} = \frac{10}{4} = 2,5$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \omega = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \quad (2.10)$$

$$n_1 = \frac{1500}{2,5} = 600 \quad n_1 = \frac{1500}{2,5} = 600 \text{ об/хв};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{600}{4} = 150 \quad n_2 = \frac{600}{4} = 150 \text{ об/хв};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$T_2 = \frac{N_{\text{вих.}}}{\omega_2} = \frac{18}{15,7} = 1,1 \quad T_2 = \frac{N_{\text{вих.}}}{\omega_2} = \frac{18}{15,7} = 1,1$$

Н·м – крутний момент

на тихохідному валу. Н·м – крутний момент на проміжному валу.

Н·м – крутний момент на валу двигуна.

Вибираємо для шестірні і колеса Сталь 30ХГС. Термообробка – покращена.[1.ст.34]

Шестірня: $HV_3 = 260$;

$$\sigma_{b3} = 1020 \text{ МПа} \quad \sigma_{T3} = 840 \text{ МПа}$$

Колесо: $HV_4 = 250$;

$$\sigma_{b4} = 930 \text{ МПа} \quad \sigma_{T3} = 730 \text{ МПа}$$

Допустимі контактні напруження визначаються за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HLimb}}{S_H} \cdot K_{HL} [\sigma_H] = \frac{\sigma_{HLimb}}{S_H} \cdot K_{HL} \quad (2.11)$$

Де, σ_{HLimb} – границя витривалості

S_H – коефіцієнт безпеки.[1.ст.33]

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Границя витривалості визначається за формулою:

$$\sigma_{HLimbi} = 2HB + 70 \quad \sigma_{HLimbi} = 2HB + 70 \quad (2.12)$$

$$\sigma_{HLimb3} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \quad \sigma_{HLimb3} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{HLimb4} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \quad \sigma_{HLimb4} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки $S_H = 1.1$ – однорідна структура по об'єму.[1.ст.33]

Розрахунок коефіцієнту довговічності проводиться за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \quad K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \quad (2.13)$$

Де, N_{HG} – базове число циклів навантажень

N_{HE} – еквівалентне число циклів.

Базове число циклів визначається за залежністю :

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB^{2.4} \quad N_{HG1} = 30 \cdot HB^{2.4} \quad (2.14)$$

$$N_{HG3} = 30 \cdot 260^{2.4} = 1.87 \cdot 10^7$$

$$N_{HG4} = 30 \cdot 250^{2.4} = 1.71 \cdot 10^7$$

Еквівалентне число циклів визначається із залежності:

$$N_{HE} = \mu_n \cdot N_k \quad N_{HE} = \mu_n \cdot N_k \quad (2.15)$$

Де, μ_n – табличне значення. При II режимі роботи $\mu_n = 0,25$.
 $\mu_n = 0,25$. [4.ст.173]

$$N_k = 60 \cdot c_{\Sigma} \quad N_k = 60 \cdot c_{\Sigma} \quad (2.16)$$

де: $c=1$ – кількість коліс спряжених з даним;

n – швидкість обертання колеса;

$t_{\Sigma 3} = 2500$ $t_{\Sigma 4} = 2500$ – довговічність (год.).

$$N_{HE3} = 0,25 \cdot 60 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 2500 = 2,2 \cdot 10^8$$

$$N_{HE4} = 0,25 \cdot 60 \cdot 150 \cdot 1 \cdot 2500 = 5,5 \cdot 10^7$$

Оскільки число циклів навантаження більше базового, то $K_{HL} = 1$
 $K_{HL} = 1$.

$$[\sigma_H]_3 = \frac{590 \cdot 1}{1,1} = 536 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{570 \cdot 1}{1,1} = 518 \text{ МПа}$$

Допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = 0.45 \cdot ([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) [\sigma_H] = 0.45 \cdot ([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) \quad (2.17)$$

$$[\sigma_H] = 0.45(536 + 518) = 474,3 \text{ МПа}$$

Допустимі навантаження на втомний згин визначаються за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FLimb}}{[S]_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot K_{\chi F} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{FLimb}}{[S]_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot K_{\chi F} \quad (2.18)$$

де, σ_{FLimb} – граничне значення напружень на втомний згин при еквівалентному числі циклів.

$[S]_F$ – коефіцієнт безпеки.

$$[S]_F = [S]_F' \cdot [S]_F'' [S]_F = [S]_F' \cdot [S]_F'' \quad (2.19)$$

де $[S]_F' = 1,75$ – коефіцієнт, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастих коліс.[1.ст.45]

$[S]_F''$ – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовок. $[S]_F'' = 1$ – заготовки отримані за допомогою поковок та штамповок.[1.ст.44]

$Y_S \approx 1$ $Y_S \approx 1$ для модуля $m=1 \dots 2$, коефіцієнт що враховує градієнт напружень, в залежності від модуля.[1.ст.45]

$Y_R = 1$ $Y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні. [1.ст.46]

$K_{xF} = 1$ $K_{xF} = 1$ – при $d_{a1} \leq 300\text{мм}$ $d_{a1} \leq 300\text{мм}$.[1.ст.46]

$$\sigma_{FLimb} = \sigma_{FLimb1}^0 \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fl}$$

$$\sigma_{FLimb} = \sigma_{FLimb1}^0 \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fl} \quad (2.20)$$

$$\sigma_{FLimb1}^0 = 1.8HB \quad \sigma_{FLimb1}^0 = 1.8HB \quad (2.21)$$

$$\sigma_{FLimb1}^0 = 1.8 \cdot 260 = 468\text{МПа}$$

$$\sigma_{FLimb2}^0 = 1.8 \cdot 250 = 450\text{МПа}$$

$K_{Fg} K_{Fg}$ – коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідних поверхонь зубів. $K_{Fg} = 1$ $K_{Fg} = 1$ – при відсутності шліфування. [1.ст.44]

$K_{Fd} K_{Fd}$ – коефіцієнт, що враховує деформаційне зміцнення. $K_{Fd} = 1$ $K_{Fd} = 1$ – при відсутності зміцнення. [1.ст.45]

$K_{Fc} K_{Fc}$ – коефіцієнт, що враховує двухсторонність навантаженн. При односторонньому навантаженні $K_{Fc} = 1$. $K_{Fc} = 1$. [1.ст.45]

Коефіцієнт довговічності визначається залежністю:

$$K_{Fl} = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \quad K_{Fl} = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \quad (2.22)$$

Де, $N_{FG} N_{FG}$ – базове число циклів навантажень, рекомендується приймати $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.[1. ст 45]

$N_{FE} N_{FE}$ - еквівалентне число циклів.

$m=6$ – при $HB \leq 350$. [4. ст 144]

Еквівалентне число циклів визначається із залежності:

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_k \quad N_{FE} = \mu_F \cdot N_k \quad (2.23)$$

Де, $\mu_n \mu_n$ – табличне значення. При II режимі роботи $\mu_n = 0,143$. $\mu_n = 0,143$. [4.ст.173]

$$N_k = 60cnt_{\Sigma} \quad N_k = 60cnt_{\Sigma} \quad (2.24)$$

де: $s=1$ – кількість коліс спряжених з даним;

n – швидкість обертання колеса ;

$$t_{\Sigma 3} = 2500 \quad t_{\Sigma 4} = 2500 \quad - \text{довговічність (год.)}.$$

$$N_{FE3} = 0,143 \cdot 60 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 2500 = 1,3 \cdot 10^7$$

$$N_{FE4} = 0,143 \cdot 60 \cdot 150 \cdot 1 \cdot 2500 = 3,2 \cdot 10^6$$

Оскільки число циклів навантаження більше базового, то приймається $K_{Fl3} = 1 \quad K_{Fl4} = 1$.

$$K_{Fl4} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,2 \cdot 10^6}} = 1,04$$

$$\sigma_{FLimb3} = 468 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 468$$

$$\sigma_{FLimb4} = 450 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 468$$

$$[\sigma_{F3}] = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} = 267 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F4}] = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,75 \cdot 1} = 267 \text{ МПа}$$

Для проектного розрахунку приймаємо $\psi_{ba} = 0,25 \quad \psi_{ba} = 0,25$ [1. ст. 33] і відповідно $\psi_{ba} = 0,5 \cdot \psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (4 + 1) = 0,625$
 $\psi_{ba} = 0,5 \cdot \psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (4 + 1) = 0,625$.

В залежності від $\psi_{ba} \quad \psi_{ba}$ визначаємо коефіцієнт $K_{H\beta} = 1 \quad K_{H\beta} = 1$.
 [1. ст. 32]

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 49,5 \quad K_a = 49,5$, прямозубих коліс.[1. ст.32]

Мінімальна міжосьова відстань визначається за формулою:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} \quad (2.25)$$

$$a_w = 49,5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{1100 \cdot 1 / 474,3^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25} = 27,22$$

Вибираємо фактичну міжосьову відстань $a_w = 40 \quad a_w = 40$ мм.

Число зубів шестірні $z_3 = 25$, тоді число зубів колеса $z_4 = z_3 \cdot u = 25 \cdot 4 = 100$. Фактичне передаточне відношення співпадає із розрахунковим.

Визначаємо модуль даних коліс:

$$m_n = \frac{2 \cdot a_w}{z_3 + z_4} m_n = \frac{2 \cdot a_w}{z_3 + z_4} \quad (2.26)$$

$$m_n = \frac{2 \cdot 40}{25 + 100} = 0.64 \quad m_n = \frac{2 \cdot 40}{25 + 100} = 0.64 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення $m=1$ мм. Уточняємо міжосьову відстань

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} \quad a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} \quad (2.27)$$

$$a_w = \frac{(25 + 100) \cdot 1}{2} = 62.5 \text{ мм}$$

Фактична міжосьова відстань $a_w = 62.5$ мм $a_w = 62.5$ мм

Ділильні діаметри шестірні та колеса будуть слідуєчі:

$$d = z \cdot m \quad d = z \cdot m \quad (2.28)$$

$$d_3 = 25 \cdot 1 = 25 \text{ мм}$$

$$d_4 = 100 \cdot 1 = 100 \text{ мм}$$

Ширина зубчатих вінців:

$$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (2.29)$$

$$b_4 = 0.25 \cdot 62.5 = 15.6 \quad b_4 = 0.25 \cdot 62.5 = 15.6 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_6 = 16$ мм $b_6 = 16$ мм

$$b_5 = b_2 + 2 \quad b_5 = b_2 + 2 \quad (2.30)$$

$$b_5 = 16 + 2 = 18 \quad b_5 = 16 + 2 = 18 \text{ мм}$$

Колова швидкість зубчастих коліс :

$$v = 0.5 \cdot \omega \cdot d \quad v = 0.5 \cdot \omega \cdot d \quad (2.31)$$

$$v = 0,5 \cdot 15,7 \cdot 100 = 0,785 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для даної передачі вибираємо 8 ступінь точності для усіх розмірів. [1. ст.32]

Коефіцієнт торцевого перекриття визначаємо за формулою:

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \quad (2.32)$$

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{100} \right) \right] = 1,71$$

Коефіцієнт осевого перекриття для прямозубих коліс становить:

$$\varepsilon_\beta = 0$$

Колова сила у зачепленні зубчастих коліс:

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T}{d} F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T}{d} \quad (2.33)$$

$$F_t = 2 \cdot 1,1 \cdot \frac{10^3}{100} = F_t = 2 \cdot 1,1 \cdot \frac{10^3}{100} = 22 \text{Н}$$

Розрахункове контактне напруження визначається за формулою:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_E \sqrt{\frac{\left(\frac{\omega_{HT}}{d_3} \right) (u + 1)}{u}} \quad (2.34)$$

де $Z_M = 275 \frac{\text{Н}^{\frac{1}{2}}}{\text{мм}}$ $Z_M = 275 \frac{\text{Н}^{\frac{1}{2}}}{\text{мм}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні характеристики матеріалу зубчастих коліс. [1. ст.32]

$Z_H = 1,76$ $Z_H = 1,76$ - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів. [1. ст.32]

$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,71}} = 0,76$ $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,71}} = 0,76$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній. [1. ст.31]

ω_{HT} ω_{HT} – питомарозрахункова колова сила.

$$\omega_{HT} = \left(\frac{[F]_{Ht}}{b_2} \right) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\vartheta} \omega_{HT} = \left(\frac{[F]_{Ht}}{b_2} \right) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\vartheta} \quad (2.35)$$

де $K_{H\alpha} = 1,15$ $K_{H\alpha} = 1,15$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами. [1. ст.32]

$K_{H\beta} = 1$ $K_{H\beta} = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця. [1. ст.32]

$K_{H\vartheta} = 1,05$ $K_{H\vartheta} = 1,05$ - динамічний коефіцієнт при коловій швидкості $v \leq \frac{10m}{c}$ $v \leq \frac{10m}{c}$ та 8 степені точності коліс. [1. ст.32]

$$\omega_{HT} = \frac{22 \cdot 1,15 \cdot 1,05 \cdot 1}{18} = 1,5 \text{ Н/мм} - 2.$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,76 \cdot 0,75 \sqrt{\frac{(1,5/100)(4+1)}{4}} = 49,7 \text{ МПа}$$

Стійкість зубів проти втомного викривування активних поверхонь забезпечується оскільки $\sigma_H = 49,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 474,3$ $\sigma_H = 49,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 474,3$.

Розрахункове напруження згину у зубах шестірні та колеса визначаємо за формулою:

$$\sigma_{Fi} = \frac{Y_{Fi} \omega_{Ft}}{m} \sigma_{Fi} = \frac{Y_{Fi} \omega_{Ft}}{m} \quad (2.36)$$

де $Y_{F3} = 3,9$ $Y_{F3} = 3,9$ $Y_{F4} = 3,61$ $Y_{F4} = 3,61$ - коефіцієнт форми зубів. [1. ст.42]

ω_{Ft} ω_{Ft} - питома розрахункова колова сила.

$$\omega_{HT} = \left[\frac{(F)_{Ht}}{b_2} \right] K_{F\beta} K_{F\vartheta} \omega_{HT} = \left[\frac{(F)_{Ht}}{b_2} \right] K_{F\beta} K_{F\vartheta} \quad (2.37)$$

$K_{F\beta} = 1,05$ $K_{F\vartheta} = 1,05$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині вінців, при $\psi_{bd} = 0,5$ $\psi_{bd} = 0,5$.[1. ст.43]

$K_{F\vartheta} = 1$ $K_{F\vartheta} = 1$ – коефіцієнт динамічного навантаження. [1. ст.40]

$$\omega_{HT} = \frac{22 \cdot 1,05 \cdot 1}{18} = 1.28 \text{ Н/мм} - 2.$$

$$\sigma_{F1} = 3,9 \cdot \frac{1.28}{1} = 5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 3,61 \cdot \frac{1.28}{1} = 4.6 \text{ МПа}$$

Стійкість при втомному руйнуванні при згині забезпечується, оскільки розрахункові навантаження на згин менші до відповідних допустимих навантажень $[\sigma_{F1}] = 267 \text{ МПа}$ $[\sigma_{F1}] = 267 \text{ МПа}$ та $[\sigma_{F2}] = 267 \text{ МПа}$ $[\sigma_{F2}] = 267 \text{ МПа}$.

Розміри елементів зубців.

Висота головки зуба:

$$h_a = m = 1 \text{ мм}$$

Висота ніжки зуба:

$$h_f = 1.25m = 1.25 \cdot 1 = 1.25 \text{ мм}$$

Радіальний зазор:

$$c = 0.25m = 0.25 \cdot 1 = 0.25 \text{ мм}$$

Кут профілю зубців:

$$\alpha = 20^\circ$$

Розміри вінців зубчастих коліс:

Ділильні діаметри: $d_3 = 25 \text{ мм}$ $d_3 = 25 \text{ мм}$, $d_4 = 100 \text{ мм}$ $d_4 = 100 \text{ мм}$.

Діаметри вершин зубців:

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 25 + 2 \cdot 1 = 27 \text{ мм}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 100 + 2 \cdot 1 = 102 \text{ мм}$$

Діаметри впадин:

$$d_{a3} = d_3 - 2,5m = 25 - 2,5 \cdot 1 = 22,5 \text{ мм}$$

$$d_{a4} = d_4 - 2,5m = 100 - 2,5 \cdot 1 = 97,5 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5m(z_3 + z_4) = 0,5 \cdot 1(25 + 100) = 62,5 \text{ мм}$$

Вибираємо число зубів шестірні $z_2 = 20$ $z_2 = 20$. Тоді число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 2,5 = 50$ $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 2,5 = 50$.

Розміри елементів зубців.

Зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_{\square} = 1 \text{ мм}$$

Зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = 1,2m_{\square} = 1,2 \cdot 1 = 1,2 \text{ мм}$$

Зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2m_{\square} = 2,2 \cdot 1 = 2,2 \text{ мм}$$

Радіальний зазор:

$$c = 0,2m_{\square} = 0,2 \cdot 1 = 0,2 \text{ мм}$$

Кут профілю зубців:

$$\alpha = 20^\circ$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5m \left(\sqrt{z_4^2 + z_3^2} \right) = 0,5 \cdot 1 \left(\sqrt{50^2 + 20^2} \right) = 26,92 \text{ мм}$$

Ширина зубчатих вінців:

$$b = b_1 = b_2 = \psi_{bR} \cdot R_e = 0,285 \cdot 26,92 = 7,67 \text{ мм}$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0.5b = 26,92 - \frac{7,67}{2} = 23,08 \text{ мм}$$

Середній модуль зубів:

$$m_m = m \cdot \frac{R_m}{R_e} = 1 \cdot \frac{23,08}{26,92} = 0,86 \text{ мм}$$

Середні ділильні діаметри.

Колеса :

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 0,86 \cdot 50 = 43 \text{ мм}$$

Шестірні:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 0,86 \cdot 20 = 17,2 \text{ мм}$$

Кути при вершинах ділильних діаметрів шестірні та колеса:

$$\delta_1 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = \arctan \frac{20}{50} = 21,8^\circ$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 21,8 = 68,2^\circ$$

Зовнішні ділильні діаметри:

$$d_2 = 50 \text{ мм}; d_1 = 20 \text{ мм.}$$

Зовнішні діаметри вершин зубів:

$$d_{ae1} = d_1 + 2m \cos \delta_1 = 20 + 2 \cdot 1 \cos 21,8^\circ = 21,85 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_2 + 2m \cos \delta_2 = 50 + 2 \cdot 1 \cos 68,2^\circ = 50,74 \text{ мм}$$

Зовнішні діаметри западин:

$$d_{fe1} = d_1 - 2,4 m \cos \delta_2 = 20 - 2,4 \cdot 1 \cos 21,8^\circ = 17,77 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_2 - 2,4 m \cos \delta_1 = 50 - 2,4 \cdot 1 \cos 68,2^\circ = 49,1 \text{ мм}$$

Середні ділильні діаметри.

Колеса :

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 0,86 \cdot 50 = 43 \text{ мм}$$

Шестірні:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 0,86 \cdot 20 = 17,2 \text{ мм}$$

Кути головки та ніжки зубів

$$\operatorname{tg} \theta_\alpha = \frac{h_{ae}}{R_e} = \frac{1}{26,92} = 0.037. \theta_\alpha = 2,12^\circ$$

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e} = \frac{1,2}{26,92} = 0.044. \theta_f = 2,55^\circ$$

Кути конуса вершин зубів колеса та шестірні:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_\alpha = 21,8^\circ + 2,12^\circ = 23,92^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_\alpha = 68,2^\circ + 2,12^\circ = 70,32^\circ$$

Кути конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 21,8^\circ - 2,55^\circ = 19,25^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 68,2^\circ - 2,55^\circ = 65,65^\circ$$

Для данного пристрою обираємо асинхронний однофазний двигун малої потужності FCJ4C.

Таблиця 2.3 - Технічні характеристики двигуна

Напруга живлення, В	220
Потужність, Вт	40
Швидкість обертання валу, об/хв	1500
Довжина А, мм	128,5
Довжина В, мм	105,5
Маса, кг	1,55

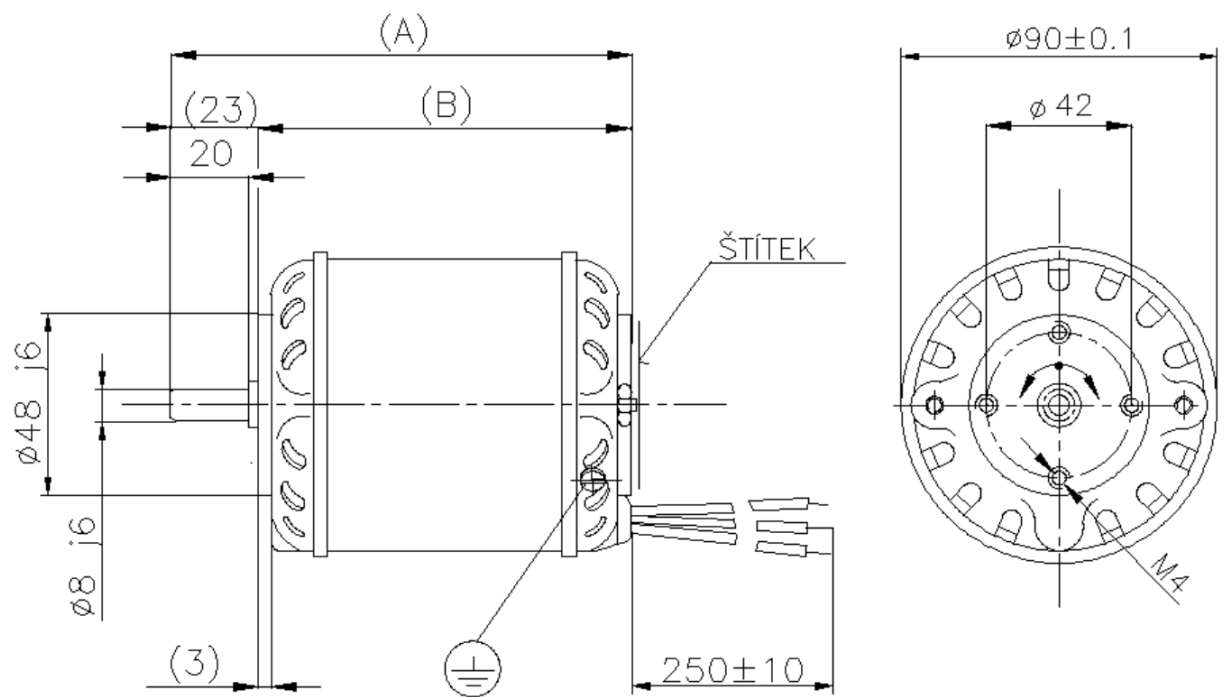


Рисунок 2.9 – Габаритні та приєднувальні розміри двигуна

3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Електроніка, мікропроцесорна техніка та САПР

Комбінована схема поєднує у собі кінематичну та функціональну схему приладу. Дана схема дає можливість детальніше розглянути принципи ввімкнення та роботи деяких складових елементів приладу. Розглянемо детальніше кожен із складових схеми.

Кінематична схема складається з двох основних блоків:

- об'єкту керування;
- керуючий блок.

Об'єкт керування - елементи структури, на які спрямований вплив блоку управління, а саме: двигун, електромагнітні та інші елементи.

Під керуючим блоком розуміють елементи структури, за допомогою яких відбувається керування об'єктами управління. У даний блок входить мікроконтроллер та засоби відображення(дисплей).

При ввімкненні приладу із блоку керування за допомогою реле ми запускаємо двигун. Який передає обертовий момент на конічну зубчасту передачу, яка в свою чергу задіює підймальний механізм вимірювальної головки.

Дані з датчиків через низькочастотний фільтр ідуть на схему узгодження а потім на АЦП, які можна буде зчитати з нашого дисплея.

Крім того, завдяки універсальному асинхронному приймачеві *передавачеві (УАПП) та інтерфейсу між кінцевим обладнанням обробки інформації і кінцевим обладнанням каналу передачі даних, що використовує послідовний обмін двійковими даними (RS-232) з центрального процесора дані можна передати на ПК.*

До засобів керування належить клавіатура, яка дозволяє регулювати роботу ряду пристроїв, та дисплей на якому відображаються дані про стан деяких процесів.

Найважливішими елементами сучасних схем автоматики і електронних обчислювальних машин є пристрої релейного типу. Головна особливість їх полягає в тому, що під впливом вхідного сигналу режим роботи таких пристроїв різко (стрибкоподібно) міняється. Це дозволяє здійснювати перемикання, або комутацію, різних електричних ланцюгів схеми. Вибираємо реле LEG 5.

Транзистор є одним з найбільш поширених елементів безконтактних перемикаючих пристроїв. Режим роботи транзистора в перемикаючому пристрої зазвичай називають ключовим. Цей режим характерний тим, що транзистор в процесі роботи періодично переходить з відкритого стану (режиму насичення) в замкнуте (режим відсічки) і навпаки, що відповідає двом стійким станам перемикаючого пристрою.

Для ефективної роботи реле необхідно вибрати транзистор. Вибираємо транзистор (BC 817), Коефіцієнт підсилення рівний $\beta=100$.

$$I_k = 72 \text{ мА}$$

$$I_{\sigma} = \frac{I_k}{\beta} = \frac{0.072 \text{ А}}{100} = 0,72 \text{ мА}$$

Розрахуємо опір резистора R_1 :

$$R_1 = \frac{U_{\kappa} - 0,7}{I_{\sigma}} = \frac{5 - 0,7}{0,00072} = 5,9 \text{ кОм}$$

В установці використовується асинхронний двигун. Під час роботи установки необхідності регулювати швидкість та кількість обертів двигуна немає.

Найважливішими елементами сучасних схем автоматики і електронних обчислювальних машин є пристрої релейного типу. Головна особливість їх полягає в тому, що під впливом вхідного сигналу режим роботи таких пристроїв різко (стрибкоподібно) міняється. Це дозволяє здійснювати перемикання, або комутацію, різних електричних ланцюгів схеми. Вибираємо реле LEG 12.

Транзистор є одним з найбільш поширених елементів безконтактних перемикаючих пристроїв. Режим роботи транзистора в перемикаючому пристрої зазвичай називають ключовим. Цей режим характерний тим, що транзистор в процесі роботи періодично переходить з відкритого стану (режиму насичення) в замкнуте (режим відсічки) і навпаки, що відповідає двом стійким станам перемикаючого пристрою.

Для ефективної роботи реле необхідно вибрати транзистор. Вибираємо транзистор (BC 817), Коефіцієнт підсилення рівний $\beta=100$.

$$I_k = 30 \text{ мА}$$

$$I_{\sigma} = \frac{I_k}{\beta} = \frac{0.03 \text{ А}}{60} = 0,5 \text{ мА}$$

Розрахуємо опір резистора R_1 :

$$R_1 = \frac{U_{\kappa} - 0,7}{I_{\sigma}} = \frac{5 - 0,7}{0,0005} = 6,6 \text{ кОм}$$

(див. рис. 3.2) зображено схему проходження сигналу від давачів.

Лінійні давачі в ряді з кутовими є найбільш поширені в системах контролю та управління. В даний момент в рамках системи розпочався сирійний випуск датчиків малих лінійних переміщень. Конструктивно пристрій являє собою циліндричний конденсатор з одною із обкладок,

переміщаючої вздовж осі. Механічно це один з самих відпрацьованих в машинобудуванні вузлів: циліндр з ходячим в середині нього поршнем. Лінійні давачі виготовляються в двох конструкторських модифікаціях: з клемною колодкою і гнучкими виводами. Дуже цікаві функціональні можливості давача: вид характеристики вхід (переміщення) – вихід (електричний сигнал) може трансформуватися в широких межах.

Давач працює за принципом зміни ємності ΔX в залежності від переміщення штока за рахунок чого змінюється частота ΔC ($C = \frac{U_{in} \cdot 2^N}{V_{ref}}$)

Після чого попадає на ПЧН (Перетворювач частота напруга) ($U_{out} = \frac{x}{x_{ном}} \cdot U_{ref}$). Звідки прямує на фільтр, за рахунок чого ми позбавляємось ефекту накладання частот. З фільтра сигнал надходить на мультиплексе з відки на ПВЗ. Потім сигнал надходить до АЦП звідки прямує на центральний процесор і далі через порти

вводу/виводу на засоби відображення.

Перетворення числового значення в напругу.

$$x = \frac{\frac{U_{out}}{U_{ref}} \cdot 2^N}{x_{ном}}$$

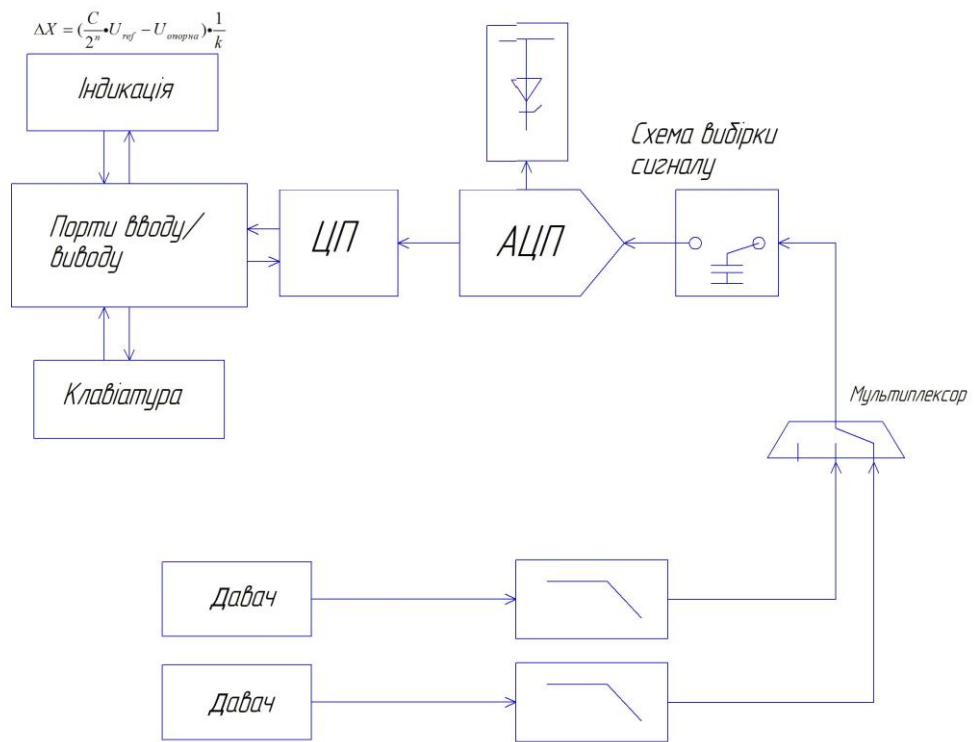


Рисунок 3.3 - Схема проходження сигналу

3.2 Дослідження механізмів стенду для імітації експлуатаційних умов ділянки роликового ланцюга

Не передбачувані в процесі проектування силові навантаження призводять до зношування шарнірів втулково-роликового ланцюга (рис.3.4) і його витяжки, тобто до збільшення кроку ланцюга, порушення зачеплення і погіршення експлуатаційних характеристик вцілому. Одною з причиною відмови багатьох ланцюгових передач є спрацювання деталей шарнірів спричинене відносними кутовими переміщеннями ланок внаслідок непередбачуваних ударних навантажень. Даний фактор, а також зминання деталей шарнірів призводить до видовження ланцюга, піднімання шарнірів при зачепленні із зірочками по профілю зубів і до можливої втрати зачеплення із зірочками. Одним із способів перевірки працездатного стану ланцюгової передачі є тестування на ударно-циклічну міцністю роликів і втулок ланцюга.

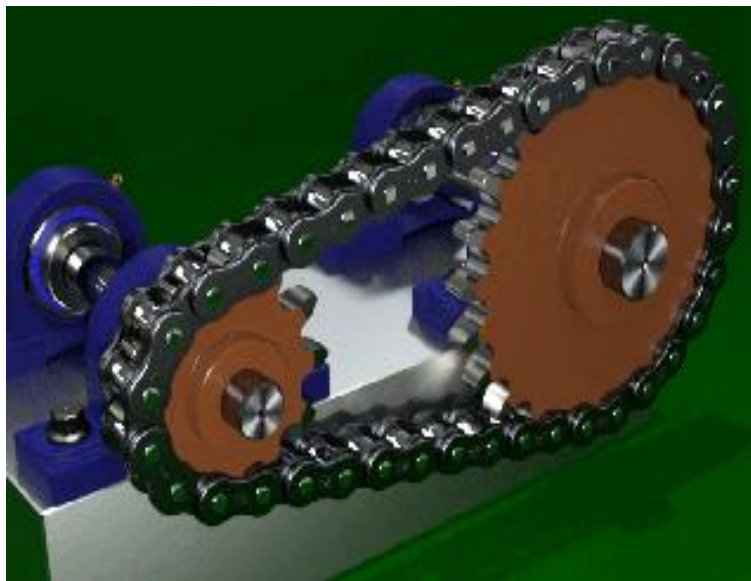


Рисунок 3.4 - Приклад втулково- ланцюга в експлуатаційних умовах

Призначення стенду – близька до експлуатаційних умов імітація дії ударних навантажень на окремі фрагменти роликового ланцюга.

Стенд укомплектований механізмами:

варіювання розтягу досліджуваної ланки ланцюга та ударних навантажень;

горизонтального лінійного та кутового навколо вертикальної осі переміщення імітаційної зірочки;

періодичного переміщення у вертикальній площині дослідного зразка для імітації ударного навантаження.

Однією із особливостей конструкції стенду є вибір профілю кулачка (див. рис. 2.8), який би дозволив перетворювати рівномірне кутове переміщення, що забезпечується системою двигун-варіатор, у лінійне рівномірне переміщення у вертикальній площині рами із закріпленням на ній дослідним зразком.

Задамо форму профілю кулачка у параметричному представленні в декартовій системі координат як:

$$x = f(t), y = g(t)$$

Де t – біжучий кут (в даному випадку за годинниковою стрілкою), а початок координат розміщено в точці закріплення (осі обертання).Тоді відстань від осі обертання до контакту поверхні кулачка із роликовим штовхачем за умови рівномірного переміщення:

$$R = \sqrt{f(t)^2 + g(t)^2} = kt$$

А швидкість переміщення штовхача при рівномірному переміщенні:

$$V = \frac{dR}{dt} = \frac{f(t)\frac{df(t)}{dt} + g(t)\frac{dg(t)}{dt}}{\sqrt{f(t)^2 + g(t)^2}} = const$$

Таким умовам задовільняють, наприклад, функції

$$f(t) = at \sin wt$$

$$g(t) = at \cos wt$$

де w —циклічна частота обертання кулачка, a — коефіцієнт, що враховує задану швидкість переміщення штовхача і циклiчну частоту обертання кулачка.

Профіль, побудований за даним представленням, показано на рис. 3.5. При ковзані по його поверхні роликовий штовхач рівномірно піднімається протягом одного циклу обертання кулачка, як показано на рис. 3.5, і різко опускається в кінці циклу, імітуючи ударне навантаження на тестовану ланку ланцюга.

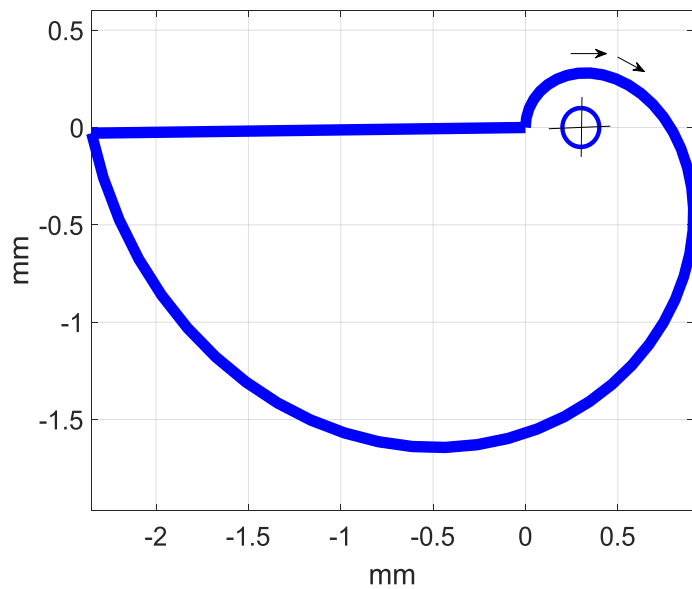


Рисунок 3.5 - Профіль кулачка, який задовільняє поставленим умовам

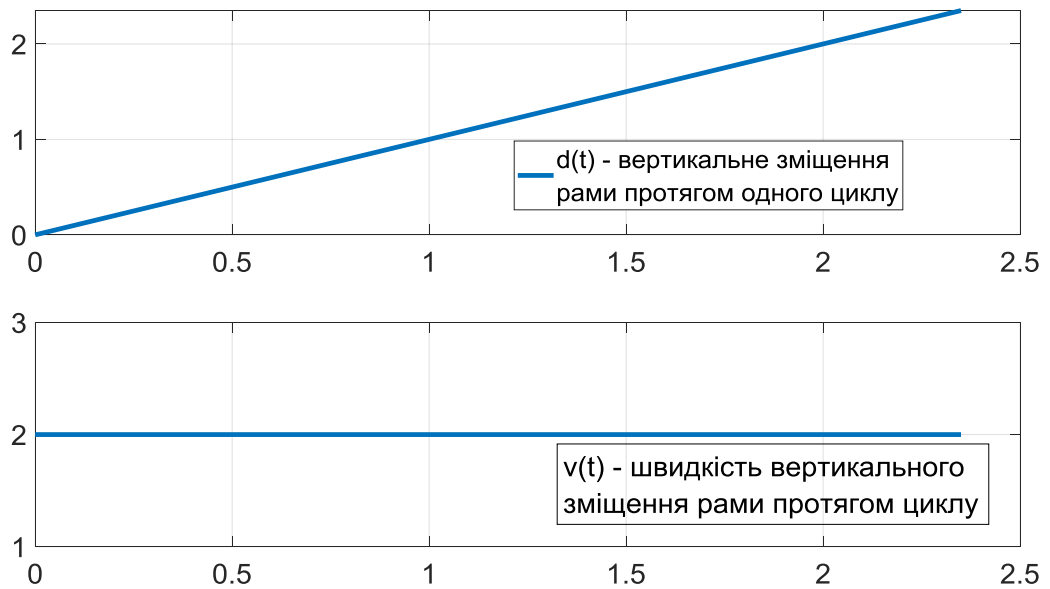


Рисунок 3.6 - Зміщення рами (верхній графік) і швидкість зміщення (нижній графік) протягом одного обороту кулачка

Програмне забезпечення

```
clearall
k=1;
%частота обертання
w=2;
v=2;
%відтворення профілю кулачка
T=2*pi/w;
t=[0:.05:2.35];
x=k*t.*cos(w*t);
y=k*t.*sin(w*t);
hPlot=plot(y,x)
set(hPlot,'LineWidth',10,'color','blue')
grid
axis equal
hold on
l=length(t);
X=[x(1),x(l)];
Y=[y(1),y(l)];
hPlot=plot(Y,X)
set(hPlot,'LineWidth',10,'color','blue')
```

```

R=sqrt(x.^2+y.^2);
V(1:length(t))=v;
tc=[0:pi/20:2*pi];
r=.1;
x0=.3;
y0=0;
xc=r*sin(tc)+x0;
yc=r*cos(tc)+y0;
hPlot=plot(xc,yc)
set(hPlot,'LineWidth',4,'color','blue')
figure
%переміщення і швидкість
subplot(2,1,1)
hPlot=plot(t,R)
set(hPlot,'LineWidth',4)
grid
subplot(2,1,2)
hPlot=plot(t,V)
set(hPlot,'LineWidth',4)
grid

```

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини в процесі трудової діяльності. Також це діюча на підставі відповідних законодавчих та інших нормативних актів система соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Законодавство про працю містить норми і вимоги з техніки безпеки і виробничої санітарії, норми, що регулюють робочий час і час відпочинку, звільнення та переведення на іншу роботу, норми праці щодо жінок, молоді, гігієнічні норми і правила тощо.

4.1 Психологія безпеки праці

Психологія безпеки праці – це область знань, що представляє собою один з розділів психології праці найважливіша ланка в структурі заходів щодо забезпечення безпечної діяльності людини.

Перед людським суспільством на всіх етапах його розвитку стояло завдання підвищення ефективності трудового процесу, вдосконалення способів, виробництва продуктів і засобів, необхідних для свого існування. У вирішенні цього завдання можливі два шляхи, які обумовлені двохплановістю будь-якого трудового процесу: з одного боку, в ньому завжди присутній об'єкт, на який спрямовані зусилля людини, з іншого – суб'єкт, сам людина, що здійснює ці зусилля. Перший шлях – це оптимізація того, що пов'язано з об'єктом праці, - коштів, умов праці. Другий шлях полягає у пізнанні суб'єкта праці – людини, з необхідністю розкриття та врахування його фізіологічних, біологічних, соці-альних, психологічних та інших властивостей.

Система суб'єктивних особливостей трудового процесу позначається поняттям людського фактора.

Трудова діяльність людини являє собою єдність психічної і фізичної. Одночасно вона передбачає і мета, план дії, і трудові руху. Зрозуміло, що в основі діяльності людини лежать фізіологічні та біохімічні процеси, що протікають в його організмі, і насамперед у корі головного мозку. Всякі спроби ігнорувати цю специфічну для діяльності єдність призводять до спрощеного її розуміння.

Жодна нормальна людина не хоче, щоб з ним стався нещасний випадок. І в той же час світова статистика свідчить: переважна більшість таких випадків відбувається з вини самих постраждалих.

У чому причина такого парадоксу? Коротко на питання можна відповісти так: в психологічних властивостях людини, недосконалість яких проявляється особливо у трудовій діяльності, пов'язаної або з підвищеною відповідальністю, або з певним ступенем ризику.

Психологічні причини нещасних випадків піддаються вивченню, а значить і профілактиці. Розібравшись в їх природі, психологічна наука відкриває шляхи організації безпечної роботи, дає ефективні практичні рекомендації, корисні як керівникам виробництва, так і безпосередньо виконавцям ризикованих робіт.

Психологія безпеки праці – це застосування психологічних знань у галузі охорони праці. Предметом психології безпеки праці є людська психіка, що дозволяє йому здійснювати і регулювати трудову діяльність, надаючи їй безпечний характер.

Будь-яка діяльність має суб'єктивний характер. Під суб'єктивністю розуміється готовність виконувати певні дії по-своєму надходити незаплановано, а в ряді випадків спонтанно, непередбачувано, а також готовність до рефлексії своєї діяльності (до усвідомлення своєї спонтанності).

Метою психології безпеки праці є вивчення психіки суб'єкта праці, психічних процесів, станів, властивостей особистості, які складають необхідний внутрішній компонент трудової діяльності і роблять її безпечною.

Отже, безпека праці значною мірою проблема психологічна. Підтвердженням цього є міжнародна статистика, яка свідчить, що причинами

травматизму в 4% випадків є небезпечні умови праці, а 96% – небезпечні дії, так званий людський фактор.

Виникає питання: чому ж у наш час – в період науково-технічного прогресу – в даній проблемі настільки велику питому вагу придбав психологічний фактор? Не викликано це якимись об'єктивними причинами?

Відповіді на питання впливають із загального розгляду закономірностей розвитку людства, що дозволяє угледіти ряд таких причин.

Перша причина – значне зростання числа і рівня небезпек у праці та зниження безпосередніх фізичних можливостей людини протистояти цим небезпекам.

Друга причина, істотно підвищила число і тяжкість нещасних випадків – це значне збільшення ціни помилки.

Третя причина зростання травматизму – адаптація людини до небезпек праці. Техніка в наші дні дає людині безліч благ, вона задовольняє багато її потреб. На тлі цього людина забуває, що техніка представляє ще й джерело високих небезпек, а інтенсивне використання техніки підвищує ймовірність їх виникнення. Постійне спілкування з технікою притуплює у людини відчуття небезпеки.

Четверта причина – порушення правил безпеки праці. Людина адаптується не тільки до небезпек, але й до порушень правил. Далеко не кожне порушення правил безпеки тягне за собою нещасний випадок. Це і має негативну сторону. Людина, одного разу безкарно порушивши правила і отримавши за рахунок цього якийсь виграш у праці, потім в пошуку нових вигод буде знову повторювати подібні порушення, не замислюючись над тим, що дане порушення може рано чи пізно завершитися нещасним випадком.

Оскільки зазначені причини виявляються значною мірою психологічними, то наука психологія стає одним з найважливіших засобів, що допомагають використанню людського фактору для забезпечення безпеки у трудовій діяльності.

Шкідливий вплив більшості джерел небезпеки може бути зменшено за рахунок техніко-технологічних заходів, обов'язкового дотримання

встановлених правил поведінки та готовності робочих виконувати вимоги безпеки.

Психічні властивості (якості особистості) можуть значно змінити схильність нещасних випадків. Якщо людина непридатна для даної роботи, наприклад через дефект якогось органу чуття або надмірної незручності, то небезпека нещасного випадку загрожує їй в значно більшій мірі, ніж іншим особам в тій же обстановці. Але точно так само підвищує ймовірність виникнення не-щасного випадку і неправильний підхід стосовно небезпеки (необережність) і витікаючі з неї помилки в поведінці.

Фактори, що підсилюють схильність працівників небезпеки нещасних випадків, можуть бути розділені на дві великі групи:

- фактори, які стійко підвищують схильність працівника до небезпеки,
- фактори, які тимчасово підвищують схильність працівника до небезпеки.

Фактори, стійко підвищують схильність небезпеки:

1. Функціональні зміни в нервовій системі або в інших органах, що мають хворобливий характер, які хоч і не викликають повної непрацездатності, але впливають на поведінку людини, підвищуючи схильність небезпеки (серцеві захворювання, цукровий діабет, головний біль і т. п.)

2. Різні вади органів чуття, наприклад часткова втрата зору, глухота та ін.

3. Порушення зв'язку між сенсорними і руховими центрами вищих відділів нервової системи, що призводять до того, що людина стає нездатною з належною швидкістю і точністю реагувати на зовнішній вплив, і це грає головну роль у виникненні більшості нещасних випадків. Неточні, поспішні або запізнілі дії і рухи – причина багатьох травм.

4. Дефекти, що виникають в узгодженості і координації рухів, які проявляються в незручності.

5. Вроджені властивості нервової системи: її слабкість та інертність. Слабка нервова система характеризується підвищеною сприйнятливістю до будь-яких подразників, підвищеною стомлюваністю, зниженням

працездатності в напружених ситуаціях, підвищеною емоційною нестійкістю і схильністю до розгубленості і страху.

Таким чином, облік властивостей нервової системи і особливостей темпераменту важливий для зниження аварій.

Фактори, які тимчасово підвищують схильність до небезпеки:

1. Недосвідченість, недостатня професійна підготовленість, що часто буває причиною травм.

2. Необережність, проявлена навіть протягом невеликого проміжку часу, яка може мати трагічні наслідки.

3. Інформаційні перешкоди та інформаційні перевантаження. Небезпека зростає при впливі цього чинника. Людина не змогла отримати вірну інформацію, і це призвело до помилки.

4. Інформаційне недовантаження – інформація відсутня або була недостатня для вибору правильної дії, або людина втратила пильність в монотонних умовах відсутності значимої інформації.

5. Фактори ризику при обробці інформації – неадекватність сприйняття, негативні установки, упередження та ін.

6. Фактори ризику при прийнятті та реалізації рішень. Ці фактори пов'язані з браком інформації, лімітом часу на прийняття рішень, а також з неадекватністю реакцій, затрудненістю дій внаслідок незручного обладнання, незручного робочого місця. У цьому випадку для зниження ризику нещасних випадків необхідно здійснити ергономічну оптимізацію обладнання, робочого місця, оптимізацію інформаційного навантаження.

7. Функціональний стан людини. Під цим фактором розуміється комплекс характеристик фізіологічних і психологічних процесів, що визначають рівень активності органів і систем організму, особливості життєдіяльності, працездатності і поведінки людини.

8. Психічний стан. Під цим фактором розуміється характеристика психічної діяльності за певний проміжок часу, показує своєрідність перебігу психічних процесів залежно від явищ навколишнього світу, попереднього

стану і психічних властивостей особистості. У групі психічних станів виділяють емоційні стани і стани стресу.

Фактори, що визначають розвиток емоційних станів, бувають зовнішні і внутрішні.

Зовнішні, екстремальні фактори – це такі, характеристики які ведуть до розвитку крайнього ступеня напруги фізіологічних і психологічних функцій з повним вичерпанням всіх фізіологічних резервів. У разі формування адекватної реакції, спрямованої на подолання дії екстремального фактора, спостерігається, як правило, стан емоційної напруги, мобілізації ресурсів.

Внутрішні емоційні чинники – це такі характеристики нервової діяльності, як темперамент, рівень тривожності, рівень невротичності (функціональних патологічних порушень нервової системи) особистості та ін. Вони, як правило, визначають рівень тієї чи іншої реакції людини.

Стан стресу – це коли людина піддається впливу найрізноманітніших стресорів (механічні пошкодження, інфекції, великі фізичні навантаження, термічні, шкідливі і небезпечні впливи, серйозні конфлікти та ін.). Організм відповідає зазвичай однотипними реакціями, включає в себе стадію тривоги, стадію підвищеної опірності організму і стадію виснаження.

9. Недосвідченість. Практичний досвід є чинником, що знижує схильність небезпеки нещасного випадку; професійний досвід, стаж роботи людини впливають на підвищення його безпеки.

10. Необережність і обережність.

Необережність – це такий фактор, який збільшує схильність небезпеки нещасних випадків протягом якогось часу одного робітника або цілих колективів.

Протилежний фактор – обережність. Однак не можна ототожнювати обережність і невпевненість. Обачність обережної людини заснована на хорошому знанні умов праці, спокійному ставленні до небезпеки, відпрацьованому до досконалості автоматизмі дій і постійному свідомому контролю над ними.

Таким чином, необережність, що виникає через неправильне відношення до небезпеки, може значно підвищити можливість нещасного випадку. Одним з методів зниження цієї схильності є вироблення обережності шляхом подолання безпечності в поведінці, формування професійної зрілості і свідомої самодисципліни.

11. Втома призводить до виникнення тих негативних явищ, які пригнічують інтерес робітника до виконуваної роботи, знижують його працездатність. З погляду схильності робочої небезпеки нещасного випадку стомлення є досить суттєвим фактором.

Безпека роботи може бути досягнута тоді, коли в діях і вчинках працівника органічно з'єднуються професійні знання і навички з вимогами безпеки роботи. Приписи охорони праці, заходи з техніки безпеки не можуть бути якимись доповненнями до вимог, що пред'являються працівникові як фахівцю, вони повинні складати для нього елементи умов праці та трудового процесу. Це один з основних принципів психології безпеки праці. Його здійснення має бути складовою частиною професійної освіти.

Для забезпечення безпеки трудової діяльності працівник повинен в процесі виконання трудових функцій безперервно або періодично відображати в своїй свідомості певну частину виробничих факторів, оцінювати їх небезпеку і адекватно реагувати (діяти).

Будь-який трудовий процес можна розглядати як ланцюг психомоторних актів (операцій). Більшість операцій містить три фази.

Перша фаза. Відчуття і сприйняття робочого простору, елементів виробничого середовища, в тому числі предмета і знарядь праці. Інакше кажучи, перш ніж почати щось робити, необхідно озирнутися. Відчуття – психофізіо-логічний процес прийому сигналів (зовнішніх і внутрішніх подразників) через органи чуття. Сприйняття – психічний процес аналізу та синтезу відчуттів, в результаті якої настає цілісне відображення в мозку предметів і явищ, що діють в даний момент на органи чуття людини.

Друга фаза. Мислення – психічний процес осмислювання сприйнятого, осягнення його сутності, зв'язків і відносин. У ході мислення образи, створені

в мозку як результат сприйняття, аналізуються, оцінюються по ряду критеріїв, після чого приймається (або не приймається) відповідне оцінці рішення.

У ході прийняття рішення робиться вибір (пошук) прийнятного (на погляд працівника) варіанту дій. Але не тільки: виробляється модель (проект), яким чином, в якій послідовності буде реалізовано цю дію, яким повинен бути її результат. Таким чином, мислення – це безперервна переробка та синтез інформації, що надходить ззовні та інформації, що зберігається в оперативній і довготривалій пам'яті людини, з метою прийняття рішення про необхідні дії.

Третя фаза. Дія. Дія може виражатися у формі фізичного впливу на знаряддя праці, важелі управління та інші предмети праці. Ці впливи характеризуються величиною зусилля, швидкістю, точністю, координацією, темпом. У той же час дія може бути у формі переміщення працівника в просторі робочого місця, в мовній формі, у формі жестів.

У практичній діяльності розглянуті три фази, які при багатьох операціях протікають злито, як безперервний сенсомоторний акт. Така загалом структура трудової діяльності, яка ведеться на робочому місці при нормальному перебігу виробничого процесу.

Будь-яке небезпечне діяння, як показали дослідження, може бути наслідком однієї або групи причин. Узагальнення матеріалів розслідувань виробничих нещасних випадків і аварій дозволяє все різноманіття безпосередніх причин небезпечних дій звести до 4 груп (класів) причин:

А. Не вміє – це означає, що працівник не володіє необхідними для даної роботи знаннями; не опанував відповідні навички, методи, прийоми, способи.

Б. Не хоче – працівник вміє якісно і безпечно виконувати дану роботу (операцію), проте у нього немає бажання дотримуватися вимог безпеки, інакше кажучи, немає мотивації, не розвинена психологічна установка на дотримання цих вимог.

В. Не може – це означає, що працівник перебуває в такому фізичному або психологічному стані, що, незважаючи на вміння і бажання, передбачає небезпечну дію.

Г. Не забезпечено. Працівник не виконує запропоновану дію через незабезпечення його необхідними умовами – інструментами, матеріалами, приладами, інформацією і т. д.

Перші три групи причин (А, Б, В) обумовлені індивідуальними та особистісними особливостями (якостями) працівника. В цілому ці причини іменуються людським фактором.

Четверта група безпосередніх причин є зовнішнім по відношенню до працівника фактором, інакше кажучи, це виробниче середовище, в якому протікає діяльність працівника.

Таким чином, якщо коротко сформулювати ті важливі з психологічного боку вимоги, які пред'являються до суб'єктивних умов безпеки праці, то найбільш суттєвими завданнями в цьому напрямку будуть наступні:

1. Враховуючи особливості нервової системи кожного співробітника, потрібно спробувати визначити, кому з них і якою мірою загрожує нещасний ви-падок саме на цій роботі.

2. Придатність сама по собі ще не гарантує скорочення схильності до нещасних випадків, виключно важливу роль відіграють професійні знання і вироблення форм поведінки, необхідних для пристосування до небезпеки.

3. Захищеність, що сформувалася в процесі навчання і практики, слід постійно підкріплювати, знову і знову нагадувати робочим про небезпеку нещасних випадків та шляхи її попередження.

4. Окрім навчання та роз'яснювальної роботи необхідно постійно контролювати дотримання правил попередження і запобігання нещасних випадків, виконання заходів техніки безпеки, а в разі порушення залучати осіб, які допустили помилки у поведінці, до суворої відповідальності.

4.2 Вимоги техніки безпеки при регулюванні та обслуговуванні пристрою

Пайка – нероз'ємне з'єднання деталей за допомогою припою. Найбільш часто вживані припої - олов'яно-свинцеві (ПОС-18, ПОС-30, ПОС-40, ПОС-61) і ПОСК-50, що містить 32% свинцю.

Процес пайки супроводжується забрудненням повітряного середовища, робочих поверхонь, одягу і шкіри рук працюючих свинцем, це може призвести до свинцевим отруєнням організму і викликати зміни крові, нервової системи і судин. З метою попередження отруєнь свинцем ділянки пайки обладнуються відповідно до вимог санітарних правил.

У приміщеннях, де проводиться паяння припоєм, що містить свинець, щоб уникнути попадання свинцю в організм не дозволяється зберігати особисті речі, приймати їжу і курити, а також прати робочий одяг будинку. Робоче місце пайки обладнується місцевою витяжною вентиляцією, що забезпечує концентрацію свинцю в робочій зоні не більше гранично допустимої - $0,01 \text{ мг/м}^3$.

Для запобігання опіків і забруднення свинцем шкіри рук працюючих повинні бути видані серветки для видалення зайвого припою з жала паяльника, а також пінцети для підтримки припаюваних дрітків і для подачі припою до місця пайки, якщо відсутня автоматична подача.

При монтажних роботах, пов'язаних з небезпекою засмічення або опіку очей, передбачена видача працюючим захисних окулярів.

Для захисту від окислення місць пайки застосовують флюси: каніфольно-спиртові при пайці припоями ПОС-40, ПОС-61 і ПОСКО-50, хлористий цинк при пайці і лудінні припоями ПОС-18 і ПОС-30. Каніфоль подразнює шкіру, може викликати висипання, а хлористий цинк може викликати сильне подразнення, пропалювати шкіру і слизові оболонки.

Найбільш ефективними заходами, попереджувальними професійні захворювання при пайці, є механізація і автоматизація паяльних робіт, впровадження нових технологічних процесів: залудження методом занурення, виборча пайка і пайка хвилею припою (із застосуванням друкованого монтажу), що дозволяє повністю виключити контакт шкіри працівника зі свинцем і флюсами.

Необхідно відзначити, що при об'ємному монтажі все частіше застосовують метод накрутки проводу на вивід з гострими кромками без подальшої пайки. Накрутка проводиться спеціальним пістолетом, що створює

десятикратну надійність з'єднання, і продуктивність такого монтажу в два з половиною рази вище, ніж при пайці. Цей метод виключає шкідливі для здоров'я випари свинцю, припою, флюсу та розчинників при промиванні місця пайки.

Значна кількість паяльних робіт виконується вручну – паяльником, і для попередження професійних захворювань необхідно після закінчення роботи споліскувати руки однопроцентним розчином оцтової кислоти, мити їх гарячою водою з милом, прополіскувати рот, чистити зуби і приймати теплий душ.

Під час виконання регулювання виробу та обслуговування слід дотримуватися всіх правил техніки безпеки, оскільки будь-які наслідки можуть бути фатальними, що може призвести навіть до смерті, тому не слід цим нехтувати.

Слід дотримуватися слідуючих правил техніки безпеки:

1. Всі роботи на діючому обладнанні виконувати за допомогою інструменту з ізольованими ручками.
2. Постійно слідкувати за тим, щоб перед обладнанням, яке має напругу 220В лежали діелектричні килимки.
3. На всіх частинах обладнання, що закривають контакти з напругою 220В, повинен бути знак електричної напруги, для попередження обслуговуючого персоналу про небезпеку поразення електричним струмом.
4. Для чистки діючого обладнання необхідно користуватися спиртом, використовуючи щітки з рукоятками з ізолюючого матеріалу. При цьому категорично забороняється користуватися бензином.
5. Електропаяльники і лампи для місцевого освітлення необхідно застосовувати з напругою не більше 42В. Для пониження мережевої напруги 220В і 127В до 42В слід застосовувати понижуючий трансформатор. Один кінець вторинної (понижувальної) обмотки трансформатора і металевий кожух необхідно заземлювати.

6. При живленні апаратури від мережі слід застосовувати штепсельні роз'єми. У випадку несправності в мережевій проводці необхідно викликати електромонтера.

При обслуговуванні приладів забороняється:

- перевіряти на дотик наявність напруги і нагрів струмоведучих частин схеми;
- застосовувати для з'єднання блоків і приладів проводи з пошкодженою ізоляцією;
- проводити пайку і установку деталей в обладнанні, що знаходиться під напругою;
- вимірювати напруги і струми переносними приладами з неізольованими проводами і щупами;
- підключати блоки та прилади до устаткування, що знаходиться під напругою;
- замінювати запобіжники у включеному обладнанні;
- працювати на високовольтних установках без захисних засобів.

Якщо неможливо зняти напругу, у виняткових випадках, допускається заміна запобіжників під напругою, але зі знятим навантаженням, за допомогою ізолюючих кліщів, у захисних окулярах та діелектричних рукавицях.

4.3 Способи гасіння пожеж

Пожежу, яка виникла можна ліквідувати, якщо забрати один з трьох факторів необхідних для горіння: горючу речовину, окислювач, джерело тепла.

Існують два способи гасіння пожеж: фізичний та хімічний.

До фізичних способів припинення горіння відносяться

- охолодження зони горіння або горючих речовин;
- розбавлення реагуючих речовин в зоні горіння негорючими речовинами;
- ізоляція реагуючих речовин від зони горіння.

Хімічний спосіб припинення пожежі – це хімічне гальмування реакції горіння. До основних засобів гасіння пожежі (з допомогою яких здійснюється той чи інший спосіб припинення горіння) відносяться:

- вода (у вигляді струменя або у розпиленому стані);
- інертні гази (вуглекислий газ, азот);
- піни хімічні та повітряномеханічні;
- порошкові суміші;
- покривала з брезенту та азбесту.

Вибір тих чи інших способів та засобів гасіння пожеж визначається в кожному конкретному випадку залежно від стадії розвитку пожежі, масштабів загорянь, особливостей горіння речовин та матеріалів.

Вода – найбільш дешева та поширена вогнегасна речовина. Це пояснюється:

- великою теплоємністю (теплота пароутворення 539 кал/г);
- високою термічною стійкістю (розкладається при температурі вище 1700°С);
- значним збільшенням об'єму при пароутворенні (1л води при випаровуванні утворює більше 1700л пари);
- охолоджує зону горіння.

Воду застосовують у вигляді потужних струменів і як пару. Струменем води збивають полум'я і одночасно охолоджують поверхню. Струменем води гасять тверді спалимі речовини; дощем і водяним пилом – тверді, волокнисті сипучі речовини, а також легкозайmistі та спалимі рідини (спирт, трансформаторна олія, тощо). Водяна пара застосовується для гасіння пожеж у приміщеннях об'ємом до 500м³ невеликих загорянь на відкритих установках.

Промислові підприємства мають зовнішнє і внутрішнє протипожежне водопостачання. Необхідний тиск води створюється стаціонарними пожежними помпами, котрі забезпечують подання компактних струменів на висоту не менше 10м або рухомими пожежними помпами і мотопомпами, що забирають воду із гідрантів. Внутрішній протипожежний водогін

обладнується пожежними кранами, які встановлюються на висоті 1,35 м від підлоги всередині приміщень біля виходів, у коридорах, на сходах. Кожний пожежний кран споряджається прогумованим рукавом та пожежним стволом.

Для гасіння пожеж всередині будівель, крім пожежних кранів встановлюються автоматично діючі спринклерні або дренчерні установки. Спринклерна установка водяної системи являє собою розгалужену мережу труб під стелею зі спринклерними головками (розбризкувачами), які закриті легкоплавкими замками, що розраховані на спрацювання при температурі 72, 93, 141, 182 °C. Установки мають контрольно-сигнальний клапан, який пропускає воду в спринклерну мережу, при цьому одночасно подає звуковий сигнал, контролює тиск води до і після клапану.

Дренчерні установки обладнуються розбризкуючими головками, які постійно відкриті. Вода подається в дренчерну систему вручну або автоматично при спрацюванні пожежних датчиків, які відкривають клапан групової дії.

Інертні гази (вуглекислота, азот, аргон, інш.) особливо доцільно застосовувати тоді, коли застосування води може викликати вибух або поширення горіння, або ж пошкодження апаратури, обладнання, цінностей.

Вуглекислота виконує дві функції: охолоджуючу та ізолюючу.

Вуглекислота – газ без кольору і запаху. Він важчий від повітря в 1,5 рази; при 0 °C і $P=36$ атм легко переходить у рідкий стан, тоді його називають вугликислотою. З 1 л рідкої вуглекислоти при $t = 0$ °C утворюється 506 л газу. Зберігаються в сталевих балонах. Подача кислоти проводиться через раструби – диффузори, внаслідок чого відбувається переохолодження кислоти, що виходить і утворюється вуглекислий сніг.

При використанні вуглекислоти необхідно врахувати її токсичність. При вдиханні повітря, яке містить 10% CO_2 , і не має запаху настає параліч дихання і смерть.

Азот не має ні кольору ні запаху. Порівняно з CO_2 в рідкий стан переходить при дуже низькій температурі (-195,8 °C).

Азот як засіб гасіння використовується по методу розбавлення спалимої речовини.

Вуглекислоту і азот застосовують в порівняно невеликих по об'єму приміщеннях, головним чином при гасінні речовин, що горять полум'ям (рідини, гази). Погано гасять речовини, здатні тліти.

Оскільки вуглекислота відновлюється лужноземельними металами, її не можна застосовувати при гасінні цих металів.

Азот застосовують для заповнення вільних об'ємів в посудинах над ЛЗР з метою запобігання вибухів у виробничих установках.

Піни для гасіння пожеж являють собою суміш газу з рідиною. Пухирці газу можуть утворюватися всередині рідини в результаті хімічних процесів або механічного змішування газу (повітря) з рідиною. Гасіння піною заключається в тому, що пінне покриття є якби екраном, який запобігає дії тепла зони горіння на поверхню речовини. Піна запобігає виходу рідини в зону горіння, виявляючи ізолюючу дію. Піна виявляє і деяку охолоджуючу дію.

Хімічна піна утворюється в результаті такої реакції, при якій в рідкому середовищі утворюється будь-який газ. Для утворення піни використовують піногенераторний порошок, який містить кислотну частину - сірчаноокислий глинозем ($\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$), лужну частину - бікарбонат натрію (NaHCO_3), екстракт солодкового кореня (піноутворююча речовина, яка надає міцність плівкам пухирців). При змішуванні порошка з водою відбувається реакція з утворенням вуглекислого газу. Цю піну застосовують для гасіння нафтопродуктів.

Повітряно-механічна піна утворюється при механічному змішуванні повітря, води і поверхнево-активної речовини (наприклад, піноутворювача ПО-1).

Піни характеризуються кратністю і стійкістю.

Під кратністю розуміють відношення об'єму піни до об'єму рідини з якої вона одержана. Кратність хімічної піни складає 5. Повітряно-механічна піна буває низької (до 10), середньої (11-200) і високої (201-1000) кратності.

Стійкість – час від моменту утворення до повного розпаду. Стійкість хімічної піни становить 40хв., повітряно-механічної – 20-30хв.

Піни низької та середньої кратності застосовуються для гасіння нафто-продуктів, твердих речовин та матеріалів. Піни високої кратності використовуються для гасіння легкозаймистих та спалимих речовин.

ВИСНОВКИ

1. Згідно даного дипломного завдання було розроблено конструкцію приладу для дослідження міцності приводних ланцюгів, розраховано його основні технічні параметри, проведено якісну та кількісну оцінку технологічності та визначено умови експлуатації.

2. Проектування виробу здійснювалось з врахуванням сучасних вимог конструктивно-технологічного, естетичного характеру та дизайну.

3. Пристрій повністю пристосований для малосерійного виробництва з можливим переходом підприємства на його серійний випуск.

4. Розповсюдженість і широке практичне застосування вибраних елементів значно полегшує ремонт проектного виробу

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності 152 «Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка», 153 «Мікро та наносистемна техніка» - ТНТУ
2. Романычева Э. Т. Разработка и оформление конструкторской документации РЭА. Справочник.- М., Радио и связь, 1989р., – 26 с.
3. Экономика организация и планирование производства. Методические указания и задания на дипломную работу для учащихся специальности радиоаппаратостроение - Горький, 1988р., – 56 с.
4. Городилин В.М., Городинин В.В. Регулировка радиоаппаратуры – М.: высшая школа 1992 – 271с.
5. Коротков И. А. Вольтметр на ICL7135 и особенности подключения индикаторов - Радиоаматор №11, 2003р., – 22 с.
6. Усатенко СТ. и др. Выполнение электрических схем по ЕСКД -М: изд. Стандартов, 1989р., – 325 с.
7. Городилин В.М., Городилин В.В. Регулировка радиоаппаратуры -М: Высшая школа, 1992р., – 271 с.
8. Применения микросхемных стабилизаторов серии 142, К142 и КР142.- Радио №3, 1991р., – 47 с.
9. Жидецький В. Ц. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник/ за ред. В. Ц. Жидецького - Львів: Афіша, 2000р., – 352 с.
10. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці: Підручник.- Львів: Афіша, 2005р., – 318 с.
11. Розрахунок підсилювачів звукових частот - ТК ТДТУ, 2008р., – 35 с.
12. www.cxem.net

13. Гетьман О.О. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студентів вузів. К.: ЦНЛ, 2006. - 488 с.
14. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студентів вузів/ А.В.Шегда та ін. - К.: Знання, 2005. - 431 с.
15. Економіка підприємства в 2-х томах. За ред. Покропивного С.Ф. Київ: "Хвиля-Прес", 1995, 1 т - 393 с., 2 т - 280 с.
16. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студентів вузів / А.В. Шегда та ін. - К.: Знання, 2005. - 431 с.
17. Економіка підприємства Грещак М.Т., Колот В.М., Наливайко А.П. та інші за ред. Покропивного С.Ф. Київ, 2001. - 528с.
18. Закон України «Про оподаткування прибутку підприємств» від 22.05.1997 № 283/97 - ВР (з подальшими змінами і доповненнями).
19. Закон України «Про систему оподаткування» від 26.06.1991(з подальшими змінами і доповненнями).
20. Круш П.В. Капітал та основні засоби підприємства: Навч. посіб. - К.: ЦНЛ, 2005. - 186 с.
21. Примак Т.О. "Економіка підприємства" Київ: "Вікар", 2003. 219с.
22. Семенов Г.А. та ін. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студентів вузів - 2-е видання - К.: ЦНЛ, 2005. - 328 с.
26. Сідун В. А. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студентів вузів, К.: ЦНЛ, 2006. - 356 с.

ДОДАТКИ