

УДК 621.941.2

В.Б. Фіранський, асп.
НТУ України «Київський політехнічний інститут» м.Київ, Україна

ПРУЖНО-НАПРУЖЕНИЙ СТАН ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Проведены теоретические и экспериментальные исследования упруго-напряженного состояния цангового инструментального зажимного патрона новой конструкции. Установлены прочностные характеристики объекта исследования в статических условиях. На основании полученных данных были усовершенствованы конструкция инструментального зажимного патрона и переработана конструкция зажимного элемента.

A theoretical and experimental studies of the elastic-stressed state of the tool collet chuck the new design. We establish the strength characteristics of the research object in static conditions. Based on these data were improved design tool chuck and revised design of the clamping elements.

Розвиток сучасного машинобудування та верстатобудування направлений на впровадження та вдосконалення технологій високошвидкісної, високоточної і високопродуктивної обробки деталей з використанням сучасного верстатного обладнання з паралельною кінематикою. Невід'ємною частиною будь якого верстата є інструментальна затискна система. Вона забезпечує затиск інструменту, передачу на нього потужності приводу та здійснення процесу різання. Саме від конструкції вузлів інструментальної затискної системи залежить якість кінцевого результату оброблення заготовки. Сьогодні важко знайти на ринку затискні пристрої та системи для високопродуктивного і прецизійного обладнання, які були б одночасно доступні споживачам та забезпечували надійне і точне закріплення заготовок або інструментів, здатних витримувати великі навантаження на затискні елементи при високих частотах обертання та змінних векторах кінематичних рухів робочих органів верстатів з паралельною кінематикою.

Об'єктивно складається така ситуація, коли при неперервному удосконаленні структури верстатів в цілому їх затискні механізми та інструментально-технологічне оснащення сильно відстають, тривалий час зберігаючи традиційне (деколи вікове) виконання. Відсутність прогресивного технологічного оснащення робить верстати не конкурентоздатними на світовому ринку, обмежуючи їх можливості по точності, продуктивності, широкодіапазонності і швидкої переналагоджуваності в умовах дрібносерійного і серійного виробництва.

На сьогоднішній день для оснащення верстатів для високошвидкісної обробки використовуються інструментальні затискні патрони (ІЗП) із прецизійними цангами, із гідравлічним затиском, з термозатиском, гідромеханічні ІЗП та патрони із силовим запресуванням інструменту [1, 2, 3]. Найширше використання отримали високо прецизійні цангові затискні патрони завдяки хорошій гнучкості, простоті заміни інструменту та найнижчій вартості. Вони забезпечують радіальне биття інструменту менше 5мкм, що вище ніж у інших типів ІЗП, можуть працювати на високих частотах обертання менше 30000 об/хв., володіють хорошим демпфуванням, мають нижчу жорсткість та нижчий в порівнянні з іншими ІЗП обертовий момент, який передається інструменту.

Одним із стримуючих факторів підвищення частоти обертання хвостового циліндричного ріжучого інструменту при використанні високошвидкісних шпиндельних вузлів (мотор - шпинделів) є відцентрові сили нерівноважених елементів затискних патронів і інструментальних оправок, а також радіальні биття їх осей відносно осі шпинделя.

Тому актуальним питанням є покращення характеристик прецизійних цангових ІЗП за рахунок використання інших типів цангових елементів та їх порівняння із традиційними цангами. Крім того робота виконується в рамках держбюджетної тематики №2267-ф кафедри "Конструювання верстатів та машин" НТУУ "КПІ"

Метою досліджень, є створення інструментальних затискних систем та дослідження високошвидкісних затискних патронів для сучасних багатопільових верстатів з паралельною кінематикою, які можуть працювати з частотами $n_{max} > 10000$ об/хв. [2, 3, 5, 6].

Одним з об'єктів експериментальних досліджень є інструментальний затискний патрон [7], що був синтезований з використанням методу морфологічного аналізу [3, 6], з гвинтовими цанговими затискними елементами з різним кроком для затиску циліндричних хвостовиків різальних інструментів діаметром 12 мм (рис. 1.).

Затискний патрон містить корпус 3 (рис. 1.а.), в якому розташований пружний затискний елемент 5 із зовнішньою конічною поверхнею і внутрішньою циліндричною, виконаний у вигляді пружної втулки з гвинтовим пазом величиною від половини до одного кроку на довжині всієї цанги або у вигляді пружини з кількістю витків щонайменше два, упорну гайку 2 з можливістю нагвинчування на зовнішню різьбу кінця корпусу 3. Шайба 6 розташована попереду торця затискного елемента 5 з упорним конусом з кутром α , вершина якого спрямована в сторону затискного елемента 5 і взаємодіє по конічній поверхні з кульками 7, які розміщені в проміжку між шайбою 6 і внутрішнім торцем втулки 1. В середині корпусу 3 розміщений упор 4, який призначений для встановлення затискного елемента 5 до "упору".

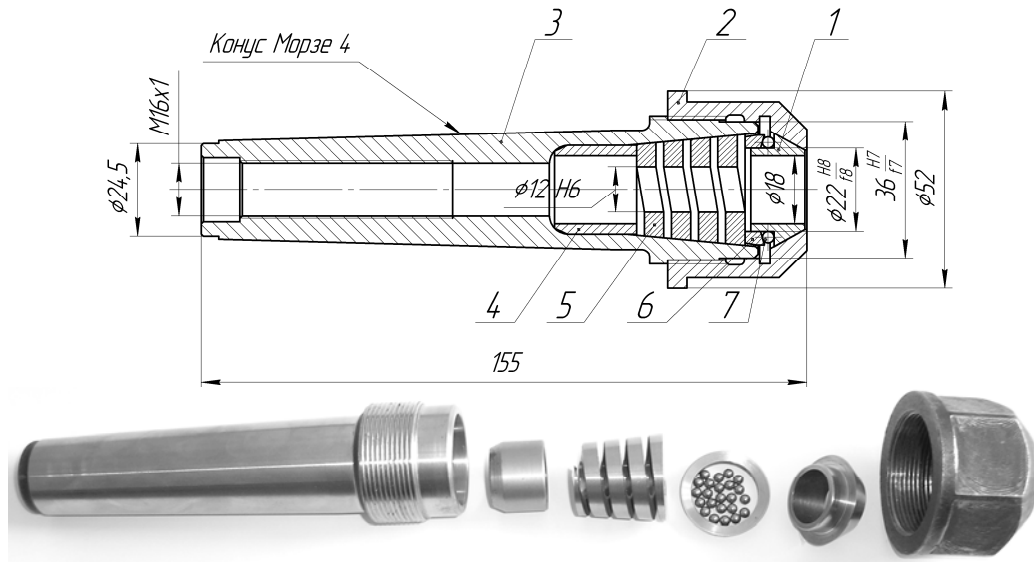


Рис. 1. Досліджуваний інструментальний затискний патрон: робоче креслення(зверху) та дослідний зразок(знизу)

Як відомо [8] точне аналітичне рішення можливе для обмеженого кола задач теорії пружності. Досліджуваний зразок має нетрадиційну, складну форму, тому математичний апарат для теоретичного розрахунку пружно-напруженого стану буде мати наближений характер. Виходячи з цього, для вирішення задачі маємо всі передумови для використання в якості математично-аналітичного апарату метод кінцевих елементів (МКЕ). Використання цього методу дає змогу промодельовати поведінку дослідної конструкції та оцінити з достатньою точністю напруження, деформації та переміщення, що виникають в досліджуваній системі.

Для проведення теоретичних досліджень за допомогою МКЕ було створено розрахункову тривимірну модель дослідної гвинтової цанги 1 (рис. 2.) в системі комп'ютерного проектування, яка розташована в умовному корпусі 2. На неї діють затискні сили 3 та накладені граничні умови 4 (жорсткого закріплення) і 5 (контакту по поверхні).

Виходячи з конструкції досліджуваного патрону (рис. 1.) видно, що сила затиску, яка створюється під дією крутного моменту M_{KPmax} , буде мати розподілений характер по передній поверхні гвинтової цанги, тому в розрахунках використовуємо розподілене навантаження як одну з граничних умов. Максимальне значення сили q_{max} (рис. 2., поз. 3) розраховуємо з умови міцності для гвинтового затискного пристрою [4].

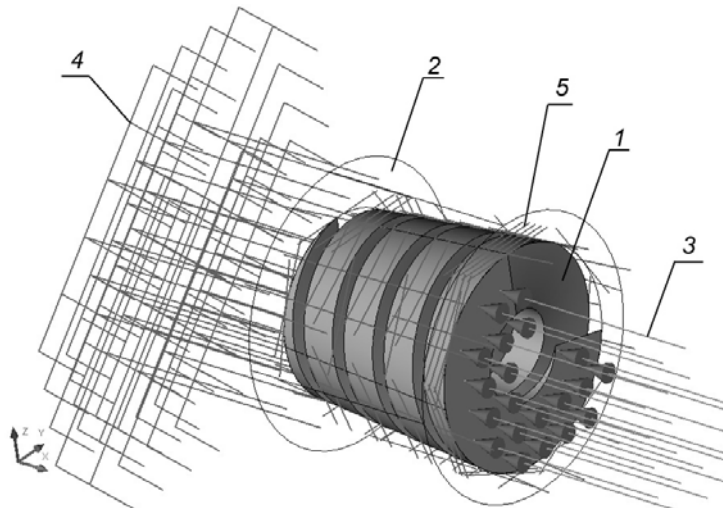


Рис. 2. Тривимірна розрахункова модель дослідної гвинтової цанги в системі комп'ютерного проектування з визначеними граничними умовами для використання МКЕ

$$q_{max} = \frac{[\sigma_6]}{S} \cdot \left(\frac{d}{C}\right)^2 \quad (1)$$

де q_{max} – розподілена сила затиску (H/m^2); d – номінальний діаметр гвинта різьби (м); $[\sigma_6]$ – границя міцності при розтяганні (стисканні) (МПа); S – площа поверхні на яку діє розподілена сила (m^2); C – коефіцієнт запасу.

Максимальне значення крутного моменту M_{KPmax} , який можна прикласти до гайки патрону розраховуємо за формулою:

$$M_{KPmax} = r_{cp} \cdot q_{max} \cdot S \cdot tg(\alpha + \rho) + \frac{1}{3} \cdot f \cdot q_{max} \cdot S \cdot \frac{D_n^3 - d_6^3}{D_n^2 - d_6^2} \quad (2)$$

де r_{cp} – середній радіус різьби (м); α – кут підйому різьби (град.); ρ – кут тертя у різьби; f – коефіцієнт тертя; D_n – зовнішній діаметр різьби; d_6 – внутрішній діаметр різьби. Після підстановки значень у формулу (2) отримаємо спрощену формулу для визначення M_{KPmax} :

$$M_{KP_{\max}} = 0.2 \cdot d \cdot q_{\max} \cdot S \quad (3)$$

Визначаємо граничні умови закріплення. Як видно з креслення затискного патрона (рис. 1.) гвинтова цанга 5 впирається в упор 4 який в свою чергу розміщений в корпусі 3. Цю систему деталей можна замінити на граничну умову жорсткого закріплення з одним ступенем вільності (обертання навколо осі X) по торцю цанги (рис. 2., поз. 4). Крім цього також потрібно ввести умову жорсткого закріплення корпусу патрона.

Оскільки гвинтова цанга 5 (рис. 1.) взаємодіє з корпусом 3 по конічній поверхні то вводим граничну умову контакту поверхонь з відповідним коефіцієнтом тертя (рис. 2., поз. 5).

Крім того для проведення розрахунків система потребує введення параметрів матеріалу деталей. Було прийнято матеріал гвинтової цанги вуглецева сталь 65Г (Модуль пружності першого роду $E \cdot 10^5 = 2,15$ МПа)

Таблиця 1

Механічні властивості сталі 65Г в залежності від температури відпуску

Температура відпуску, °C	Границя пропорційності $[\sigma_m]$, МПа	Границя міцності $[\sigma_b]$, МПа	Відносне видовження при розриві d_s , %	Відносне звуження y , %	Ударна в'язкість КСУ, Дж/м ²	Твердість HRC э
<i>Загартування 830 °C, масло</i>						
200	1790	2200	4	30	5	61
400	1450	1670	8	48	29	46
600	850	880	15	51	76	30

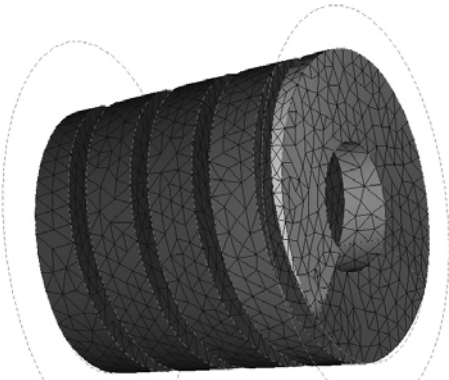


Рис. 3. Результат побудови мережі кінцевих елементів та оцінка зони деформацій для гвинтової цанги з кроком 7 мм. (світлим показана зона максимальних деформацій)

Для подальших розрахунків була побудована мережа кінцевих елементів для дослідної конструкції гвинтового елемента з кроком 7 мм.: розмір мережі – 0,05 (відносний); величина прогину – 0,01; мінімальний розмір кривої – 0,05 (відносний) (рис. 3.).

В результаті розрахунків були отримані попередні орієнтовні величини деформацій, напружень та вектори переміщень основних точок пружного елемента. Це дало змогу впевнитися в працездатності запропонованої конструкції та попередньо визначити поведінку затискного елемента в статичних умовах навантажень. Результати моделювання були підтвержені даними отриманими в ході проведення експериментальних досліджень [9].

Також були промодельовані та досліджені інші варіанти конструкції гвинтової цанги, що відрізнялися між собою кроком гвинтової лінії (рис. 4.). Також на рисунку показано деформований стан при однакових граничних умовах та прикладеному початковому навантаженні для кожної із досліджуваних конструкцій.

За результатами проведених досліджень [9] встановлено, що конструкція синтезованого патрона має значно більшу жорсткість порівняно зі звичайним цанговим патроном. Це дає змогу зробити висновок, що використання нового інструментального затискного патрона при високошвидкісній обробці дозволить підвищити жорсткість інструментальної системи. Що в свою чергу, призведе до підвищення точності оброблення та якості оброблюваної поверхні.

Але на основі проведеного моделювання та експериментального дослідження було виявлено недоліки запропонованої конструкції, такі як, несиметричне деформування пружного елемента, що призводить до зміщення центру маси з осі елемента в процесі затиску, ексцентриситет координат центру маси цанги відносно її осі, мала довжина затиску інструмента при невеликих шагах. Ці недоліки можна усунути доопрацюванням конструкції затискного елемента патрона або внесенням змін в технологічний процес виготовлення виробу.

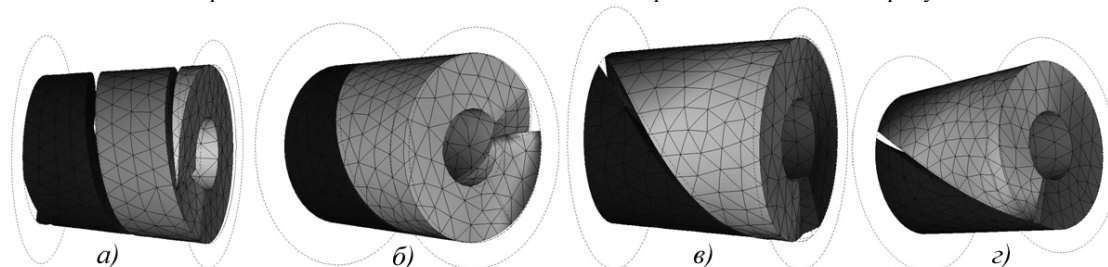


Рис. 4. Результати теоретичних досліджень конструкцій гвинтової цанги з різним кроком гвинтової лінії (в деформованому стані при однакових граничних умовах): а) $t=14$ мм, б) $t=28$ мм, в) $t=56$ мм, г) $t=112$ мм

В результаті попередніх досліджень було вдосконалено конструкцію затискного патрона (рис. 5) і спроектовано симетричний гвинтовий затискний елемент.

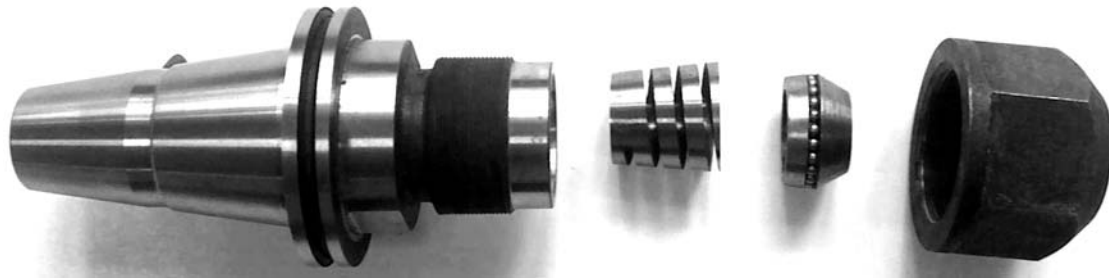


Рис. 5. Вдосконалений інструментальний затискний патрон

Враховуючи нову конструкцію було проведено моделювання затискної гвинтової цанги на ЕОМ з різними кроками та різною кількістю пелюсток цанги за допомогою МКЕ (рис. 6).

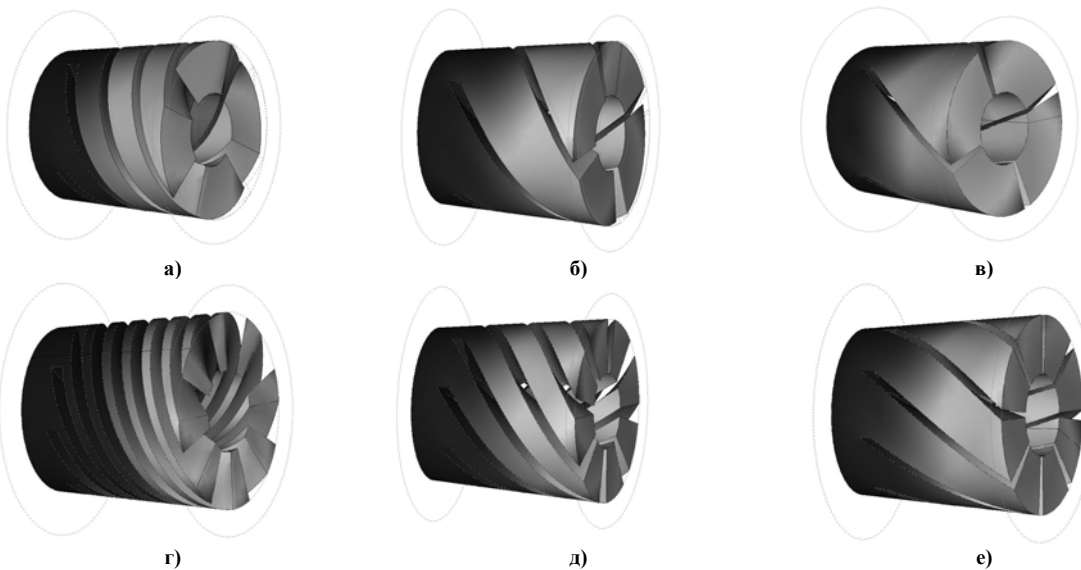


Рис. 6. Результати теоретичних досліджень конструкцій симетричних гвинтових цанг з різним кроком гвинтової лінії та кількістю пелюсток МКЕ (при однакових граничних умовах). Зліва на право відповідно: а) $t=28$ мм, $N=4$; б) $t=56$ мм, $N=4$; в) $t=112$ мм, $N=4$; г) $t=28$ мм, $N=8$; д) $t=56$ мм, $N=8$; е) $t=112$ мм, $N=8$

Таблиця 1

Результати теоретичних досліджень

Кількість пелюсток	Максимальні переміщення пелюсток цанги в залежності від кроку, мм		
	28	56	112
4	1,42	0,28	0,11
8	5,85	1,76	0,81

З отриманих результатів видно, що зі збільшенням кроку гвинтової лінії пелюсток симетричної цанги відповідно збільшується її жорсткість. В той же час зі збільшенням кількості пелюсток жорсткість зменшується.

Висновки: Недоліки перших дослідних зразків не дозволяють використовувати їх при частотах обертання шпинделя більше ніж 18000 об/хв.

Вдосконалена конструкція гвинтової цанги має збалансовану геометрію, що досягається симетричністю конструкції, тому її можна використовувати при великих обертах робочого органу верстата більше 30000 об/хв., має більшу довжину контакту з інструментом, потребує меншого зусилля затиску порівняно з однозахідною конструкцією гвинтової цанги.

Це дає змогу прийняти конструкцію симетричної гвинтової цанги за основу та виготовити дослідні зразки для проведення експериментальних досліджень.

На майбутнє необхідно продовжити теоретичні і експериментальні дослідження синтезованого патрону з цангами різних кроків, провести експериментальні дослідження в статиці на осьову силу проштовхування, на радіальну силу затиску у патроні, радіальні й торцеві биття, вимір пружних осьових відтискань, а також провести експериментальні дослідження при різанні при різних частотах обертання, що дасть можливість розробити методику розрахунку характеристик і параметрів запропонованого ІЗП.

Список літератури

1. Philipp Andrae. Hochleistungserspanung von Aluminiumknetlegierungen. Diss. TU Hannover, 2002.-142 S.
2. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні патрони для хвостового різального інструменту // Вісник НТУУ "КПІ", серія машино-будування.-2004.-№ 45.-С.80-83.
3. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках /Journal of the Technical University at Plovdiv "Fundamental Sciences and Applications",2006,№3(6)33-50
4. Корсаков В. С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. —М., Машиностроение, 1983. — 277 с, ил.
5. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль-Дабас. Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки //Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету.-2006.-Вип.17.-С.134-141.
6. Кузнецов Ю.М., Зль-Дахаби Фарук. Системно-морфологический подход при синтезе высокоскоростных зажимных патронов /Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного ун-ту-2004.-№15-С388-398
7. Патент України на корисну модель №26781, МПК В23В31/20, В23В31/02. Затискний патрон/ Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Грисюк О.В. - Опубл. 10.10.2007, Бюл.№ 16.
8. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПМ. – 472 с.
9. Кузнецов Ю.М., Фіранський В.Б., Грисюк О.В., Волошин В.Н. Експериментальні дослідження високошвидкісного інструментального затискного патрону з пружним елементом затиску /Вісник ХНТУСГ, 2008, №45, стор294-299

УДК 658.382

В.І. Серверієва, асп., Р.С. Байрамов, викл., асп.
РВНЗ «Кривський інженерно-педагогічний університет»

ПРИСТРІЙ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАХИСТУ ЛЮДИНИ ВІД ПОРАЗКИ ЕЛЕКТРИЧНИМ СТРУМОМ

В данной статье предоставлено обоснование устройства индивидуальной защиты от поражения электрическим током. Устройство индивидуальной защиты человека от поражения электрическим током, сделан в виде предметов, которые одеваются на руки, шею и ноги, которые предотвращают прохождение электрического тока через его тело в землю. Принципиальная суть устройства, заключается в создании обходного пути электрическому току в землю или токопроводящий ток, используя небольшой участок сети нервных волокон и кровеносных сосудов для передачи тока в отводную систему обходной линии.

In this article is given device foundation of the individual protecting from a defeat an electric current. Device of individual defence of man from a defeat an electric current, executed as objects, what wears on hands, neck and feet which prevent passing of electric current through his body in earth. The principle essence of device, consists in creation of spill-way an electric current in earth or current-carrying floor, using the small area of network of nervous fibres and blood vessels for the transmission of current in the taking system of roundabout line.

Вступ. Проблема безпеки і охорона праці при роботі на устаткуванні з використанням електричного струму має особливе значення, обґрунтовано тим, що використання електрики у всіх сферах діяльності людини зумовлює масовість числа учасників що експлуатують і обслуговуючих електроустаткування.

Електричні установки представляють велику потенційну небезпеку для людини, оскільки в процесі експлуатації не виключені випадки дотику до частин, що знаходяться під напругою.

У промисловості електротравматизм у працівників в півтора рази вище, ніж у інших фахівців. Проте частота електротравматизму у працівників, не пов'язаних з обслуговуванням електроустаткування, дуже висока [4].

Більшість випадків електротравматизму відбуваються при напрузі 127, 220 і 380В як найбільш поширених в промисловості і в побуті. Исследования В.А. Невського, І.Л. Гурвіча, А.П.Кисельова показали, що електротравматизм при цій напрузі найчастіше супроводиться фібриляцією серця, що і викликає смертельний результат, тоді як при великих значеннях струму, відповідних вищій напрузі, він виникнути не може [9].

Той факт, що установки обслуговуються практично всіма, хто працює в промисловості, без врахування їх професіоналізму приводить до травматизму. Статистика виробничим показникам відзначає, що травми викликані дією електрики на людину порівняно невисокі (0.5-1%) від загального числа нещасних випадків. Доля смертельних результатів від поразки електрострумом на виробництві досягає 25-40%, причому майже 80% смертельних поразок