

## ВСТУП

Ударно-обертове буріння занурними пневмоударниками поряд з обертальним шарошковим бурінням на сьогодні широко використовувані методи спорудження свердловин у міцних породах. Воно застосовується у багатьох галузях, таких як видобуток корисних копалин відкритим та підземним способами, геологорозвідка, видобуток нафти та газу, будівництво. Особливо широко застосовується буріння занурними пневмоударниками при відкритим та підземним способами розробці родовищ корисних копалин підземним способом.

Використання занурних пневмоударників має ряд переваг, таких як менші втрати потужності, висока швидкість буріння та більша точність та прямолінійність отвору у міцних породах.

Занурний пневмоударник, як енергоносіє використовує стиснене повітря та забезпечує певну частоту та енергію ударів, що передається буровій коронці, як і реалізує енергію удару в руйнування породи. При цьому буровий верстат забезпечує подачу енергоносія, обертальний момент для штанг та осьовий тиск на став.

Провідними світовими виробниками є Atlas Copco та Sandvik AB. Занурювальні пневмоударники серії COP (17 моделей діаметром від 77 до 160 мм і вагою від 23 до 138 кг) виробництва Atlas Copco Secoroc одні з найпродуктивніших серед представлених на ринку. Високі робочі характеристики, функціональність, надійність та великий термін служби забезпечують високу економічність буріння. У промисловій групі Sandvik AB занурювальні пневмоударники випускає 1988 р. фірма Mission Company, що увійшла до її складу. Широкий асортимент бурового обладнання виробляє ірландська Halco Drilling International Ltd, яка займається цією тематикою близько півстоліття. У Північній Америці компанією Numa з 1985 року (року заснування) по сьогоднішній день сконструйовано та запущено у виробництво 50 моделей серій Patriot®, Champion® та Challenger®. Loudon Industries, Inc. випускає під торговою маркою Rock Hog чотири типорозміри занурювальних пневмоударників діаметром від 92 до 181 мм і вагою від 82 до 177

кг. В асортименті канадської Mincon Mining Equipment Inc. 11 моделей для буріння свердловин діаметром від 95 до 254 мм. У Південній Америці Drillco Tools – один із дивізіонів Drillco Group (Чилі) виробляє занурювальні пневмоударники під торговою маркою Puma, якими можна бурити свердловини діаметром від 89 до 270 мм.

Основними функціонально значущими параметрами занурювальних пневмоударників, що визначають їх технічний рівень, технологічні можливості та сферу застосування, є складові ударної потужності - енергія удару і частота ударів. Ударна потужність за інших рівних умов залежить тільки від робочого тиску енергоносія (стисненого повітря). Однак для ефективної роботи занурювального пневмоударника домінуючим параметром є енергія одиничного удару, яку задають у значеннях необхідних і достатніх з міркувань експлуатаційної надійності машини та інструменту, прагнучи мінімальної енергоємності руйнування бурої породи.

Базовим елементом занурного пневмоударника є поршень, який перетворює енергію стисненого повітря на енергію удару. Однак при кожному ударі поршень піддається сильному удару і може швидко зруйнуватися.

До того ж важливим показником ефективного руйнування гірської породи інструментом, по якому нанесено удар поршнем, є закономірність формування пружною хвилі поршнем, під дією якої переміщується інструмент, створюючи умови для руйнування середовища. Причому ефект впливу на гірську породу при поздовжньому ударі по хвилеводу-інструменту визначається не тільки масою і передударною швидкістю тіла, але і його формою. Пружна хвиля, що генерується в стрижні при ударі, визначається не тільки її енергією, а й законом зміни амплітуди імпульсу по його довжині.

Проблема знаходження і обґрунтування раціональних конструктивних рішень ударних вузлів занурних пневмоударників, що забезпечують генерування в хвилеводі ударного імпульсу, при якому досягається максимальна передача енергії ударної системи руйнованому об'єкту, без зміни інших параметрів системи є одним з перспективних напрямків в удосконаленні гірничих машин ударної дії.

Отже дослідження процесу співударіння поршня занурного пневмоударника з хвостовиком бурового інструменту та визначення раціональних параметрів та форми поршня є *актуальним науково-технічним завданням*.

*Метою роботи* є підвищення ефективності руйнування гіської породи занурними пневмоударниками за рахунок вивчення зв'язків і закономірностей динамічних процесів в ударних системах технологічного призначення.

*Об'єктом дослідження* є процес співударіння поршня занурного пневмоударника з хвостовиком бурового інструменту.

*Предмет дослідження* – параметри поршня занурного пневмоударника».

*Наукове положення*.

Встановлено, що бутилкоподібне скруглення, при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого, знижує коефіцієнт концентрації напруження у матеріалі поршня –ударника занурного пневмоударника П-110 у 1,6 разів.

## **1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗАНУРНИХ ПНЕВМОДАРНИКІВ**

### **1.1. Аналіз технологічного процесу буріння занурними пневмоударниками**

Процес видобутку рудних корисних копалин включає три ключові стадії: відкриття родовища, підготовку рудного масиву до видобутку та сам безпосередній видобуток із транспортуванням руди на поверхню. На перших двох етапах проводяться горизонтальні, похилі та вертикальні гірничі виробки з поперечним перерізом, що варіюється від 4–7 м<sup>2</sup> до кількох десятків квадратних метрів [1-7].

В Україні значна частина залізної руди видобувається підземним способом, який, попри вищу собівартість, має переваги в екологічному аспекті та забезпечує високу якість сировини. Перспективи такого способу видобутку пов'язані з освоєнням глибоких горизонтів (1200–1500 м і більше) та селективною розробкою родовищ у складних геологічних умовах [1-7].

Зі збільшенням глибини розробки ускладнюються технічні й фізичні аспекти процесу. Напруження в гірських породах зростає, а підтримка виробок стає більш складною. Ці фактори впливають на вибір методів розкриття та розробки родовищ, вентиляцію, водовідлив і заходи для контролю гірничого тиску. У результаті все більше застосовуються системи розробки з обваленням і закладкою виробленого простору, тоді як частка методів із відкритим простором поступово зменшується [11, 14, 15].

Для видобутку руди застосовуються глибокі свердловини різних типів, що дозволяє досягати видобутку від 20–40 тис. т до 1–2 млн т залежно від обраної системи розробки. На етапах транспортування й навантаження використовуються як скрепери, так і віброустановки, які підвищують ефективність і поліпшують умови праці. Однак навіть новітні технології не завжди призводять до значного збільшення загальної продуктивності [1-7].

Для підвищення ефективності гірничих робіт потрібна інтеграція комплексів машин із узгодженими характеристиками, а також автоматизація допоміжних процесів. Впровадження сучасного самохідного обладнання та зниження частки

ручної праці — ключові напрями розвитку галузі. Крім того, важливими залишаються удосконалення технологій та підвищення надійності гірничого обладнання [1-7].

Системи розробки з обваленням рудних масивів і закладкою виробленого простору займають основну частину у видобутку залізної руди та твердих мінеральних матеріалів. Методи з відкритим очисним простором використовуються для видобутку приблизно чверті всієї залізної руди. Основним типом серед систем з обваленням є підповерхове обвалення, яке застосовується за умови, коли на великих глибинах знижується стійкість порід, зростає тиск і зменшується товщина рудних тіл [1-7].

При збільшенні міцності рудного масиву та високих витратах на проведення підсічних виробок переходять до методів поверхового обвалення. Цей підхід ефективний для великих і круто падаючих рудних тіл. Основними параметрами є висота обвалення 60–80 м та горизонтальна площа блоку 800–1200 м<sup>2</sup>. Видобуток руди відбувається через спеціальні випускні дучки, рівномірно розташовані у блоці, що дозволяє оптимізувати процес транспортування матеріалу [1-7].

Системи з відкритим очисним простором характеризуються низькою ймовірністю контакту руди з порідними домішками, що забезпечує збереження її якості. Найбільш поширені серед таких систем — камерно-стовпова, поверхово-камерна і підповерхово-камерна. Вибір конкретної системи залежить від розмірів рудного тіла, стійкості порід і типу обладнання, яке використовується [1-7].

Комплексна механізація процесів, включаючи розробку й транспортування, є ключовою для оптимізації праці. Однак навіть за умов впровадження сучасних технологій трудомісткість допоміжних операцій залишається високою, особливо на малих підприємствах. Тому важливим напрямком є зниження частки ручної праці, автоматизація допоміжних процесів і впровадження нових рішень для підвищення ефективності роботи в умовах складної гірничо-геологічної ситуації [1-7].

Подальший розвиток гірничої галузі спрямований на інтеграцію високоефективного обладнання, підвищення рівня механізації основних та допоміжних процесів, а також на забезпечення більш ефективного використання ресурсів. Це сприятиме не лише зростанню продуктивності, але й покращенню умов праці для гірників, зменшенню витрат і підвищенню конкурентоспроможності галузі загалом [1-7].

Аналіз взаємодії різних видів гірничого обладнання в рамках суміжних етапів видобутку показує, що зростання продуктивності окремих процесів не завжди приводить до суттєвого загального ефекту. Наприклад, навіть подвоєння швидкості завантаження руди у транспортні засоби збільшує ефективність внутрішньошахтного транспорту лише на 10%. Це підкреслює важливість комплексного підходу, де основні технічні показники всіх етапів взаємопов'язані й збалансовані [1-7].

Для ефективного функціонування виробництва необхідно, щоб трудомісткість основних процесів була рівномірною. При цьому механізація допоміжних робіт залишається пріоритетним завданням, адже саме вони займають значну частку трудових витрат. Зокрема, рівень механізації таких робіт на малих шахтах значно нижчий, ніж на великих підприємствах, що зумовлює високий відсоток ручної праці.

Основними напрямками для вдосконалення технологічних процесів у галузі є [1-7]:

- розробка нових технічних рішень для автоматизації як основних, так і допоміжних процесів;
- впровадження самохідного обладнання для зменшення залежності від ручної праці;
- покращення ремонтпридатності та підвищення надійності гірничого обладнання;
- зниження трудомісткості допоміжних операцій.

Попри значні досягнення у створенні новітнього обладнання для буріння, транспортування й обробки руди, загальна продуктивність підземного видобутку

залишається практично незмінною через обмежене впровадження цих технологій на масовому рівні. Важливими залишаються інвестиції в модернізацію підприємств, а також покращення організації робочого процесу [1-7].

Розвиток гірничої галузі має базуватися на принципах комплексності, де вдосконалюються всі складові виробництва. Зниження частки ручної праці, підвищення автоматизації, впровадження прогресивних систем розробки родовищ та їх адаптація до складних умов дозволять забезпечити сталий розвиток галузі. Це сприятиме збільшенню обсягів видобутку, зниженню витрат і покращенню екологічних характеристик виробничих процесів [1-7].

Щоб забезпечити сталий розвиток гірничорудної промисловості, необхідно зосередитися на створенні інтегрованих рішень, які дозволять мінімізувати витрати та підвищити ефективність видобутку. Зокрема, важливу роль відіграє оптимізація технологій видобутку й транспортування, адаптованих до умов складних гірничо-геологічних середовищ.

Висока питома вага ручної праці в певних процесах свідчить про потребу в модернізації. Наприклад [1-7]:

- при проходці гірничих виробок ручна праця становить 34%;
- на етапі видобутку руди – 37%;
- у внутрішньошахтному транспорті – 64%;
- на операціях кріплення виробок – 92%.

Ці показники вказують на гостру необхідність впровадження автоматизованих систем, які дозволять знизити навантаження на працівників та підвищити продуктивність підприємств.

Технічне обслуговування та ремонт машин також є вагомою частиною витрат на видобуток. До 40% працівників шахт залучені до виконання цих завдань, що вимагає не лише значних ресурсів, але й створює додаткові труднощі через низький рівень автоматизації.

Інтеграція комплексних систем машин із узгодженими характеристиками може забезпечити баланс між продуктивністю різних етапів виробництва. Це

особливо актуально для підприємств, які розробляють родовища на великих глибинах, де складні умови ускладнюють механізацію процесів.

Основні перспективи вдосконалення включають [1-7]:

- створення нових технічних засобів для автоматизації окремих операцій;
- впровадження систем управління видобутком, що базуються на сучасних інформаційних технологіях;
- розробку більш надійного обладнання, здатного ефективно працювати у важких умовах;
- підвищення рівня механізації допоміжних процесів.

У довгостроковій перспективі це дозволить не лише підвищити рентабельність підприємств, а й значно покращити умови праці, зменшити вплив на довкілля та забезпечити стійке економічне зростання галузі [1-7].

Важливим аспектом подальшого розвитку гірничорудної галузі є зниження екологічного впливу видобувної діяльності. Одним із ключових напрямків є впровадження технологій, які дозволяють мінімізувати негативні наслідки, такі як деградація ґрунтів, забруднення водних ресурсів і атмосферного повітря. Це особливо актуально для підземного видобутку, який характеризується меншою шкодою для довкілля порівняно з відкритими кар'єрами.

Перспективними рішеннями є використання систем закладки виробленого простору, що не лише стабілізують навколишні породи, але й запобігають просіданню поверхні. Такий підхід дозволяє зберігати природний ландшафт і зменшувати ризик негативного впливу на прилеглі населені пункти [1-7].

Крім того, оптимізація вентиляційних систем у шахтах сприяє зниженню енергоспоживання та покращенню умов праці гірників. Впровадження енергоефективного обладнання, зокрема насосів для водовідливу та вентиляційних агрегатів, дозволяє зменшити витрати на утримання шахтної інфраструктури [1-7].

Ще одним важливим напрямком є рециклінг і повторне використання відходів видобувної діяльності. Це включає вилучення корисних компонентів із шахтних вод і переробку пустої породи для будівельних матеріалів. Такий підхід сприяє економії природних ресурсів і зменшує обсяги відходів [1-7].



Автоматизація процесів гірничого виробництва також є ключовою складовою сучасного підходу. Використання роботизованих комплексів та безпілотних транспортних засобів дозволяє значно підвищити безпеку праці, знизити ризик травматизму та забезпечити стабільність виробничого циклу навіть у важкодоступних місцях.

Для досягнення цих цілей потрібні інвестиції в наукові дослідження, впровадження сучасних інформаційних систем для моніторингу та управління виробничими процесами, а також навчання персоналу для роботи з новітніми технологіями.

Таким чином, розвиток гірничої галузі має базуватися на інноваціях, орієнтованих на підвищення ефективності, екологічності та безпеки видобувної діяльності. Це забезпечить не лише економічну стабільність галузі, а й її гармонійне співіснування з природним середовищем.

Буріння свердловин – найважливіша складова всіх етапів робіт з освоєння родовищ будь-яких видів з корисними копалинами – від розвідки до промислової розробки. Сьогодні існує безліч способів, технологій та технічних засобів буріння. Тим не менш, фахівці не перестають досліджувати, винаходити та удосконалювати техніку в цій галузі знань [8].

Буріння занурювальними перфраторами, що входять у свердловину, першим запропонував російський інженер А. К. Сидоренко у 1938 році. Початок широкого застосування технології буріння занурювальними пневмоударниками припадає на п'ятдесяті роки; пріоритет тут належить ІГД СО РАН, що до сьогодні залишається одним з провідних світових наукових центрів, що працюють у цій галузі [8].

Застосування занурювальних пневмоударників уможливило реалізацію прогресивних технологій видобутку руд та інших корисних копалин, особливо у підземних умовах. За кордоном у цей час більше уваги приділялося штанговому бурінню, що доступністю високоміцної бурової сталі, якої в Росії тоді не було. Проте вже з шістдесятих років ХХ століття занурювальні пневмоударники стали все частіше застосовуватися і в зарубіжній практиці буріння вибухових

свердловин. Це було продиктовано потребою гірничодобувного виробництва у свердловинах збільшеного діаметра та глибини. Нині всі розвинені країни світу виробляють та застосовують техніку для цього виду буріння [8].

Буріння свердловин занурювальними пневмоударними машинами (пневмоударниками) належить до найбільш прогресивних способів буріння. Однак, незважаючи на те, що перші занурювальні пневмоударники з'явилися саме в нашій країні, на сьогоднішній день ми суттєво відстаємо від зарубіжного рівня, насамперед у практичній реалізації можливостей цього напрямку. Головна причина – нездатність забезпечити високий тиск стисненого повітря, повсюдно поширене на закордонних гірничодобувних підприємствах [8].

Провідними європейськими (і світовими) виробниками є Atlas Copco та Sandvik AB. Занурювальні пневмоударники серії COP (17 моделей діаметром від 77 до 160 мм і вагою від 23 до 138 кг) виробництва Atlas Copco Secoroc є одними з найпродуктивніших серед представлених на ринку. Високі робочі характеристики, функціональність, надійність та великий термін служби забезпечують високу економічність буріння [8].

У промисловій групі Sandvik AB занурювальні пневмоударники випускає фірма Mission Company, що увійшла до її складу в 1988 р. Вона була серед піонерів, які освоювали на початку 50-х років. новий на той час вид продукції (перший патент, отриманий нею на занурювальний пневмоударник, датований 1957). Виробництво знаходиться у м. Менсфілд, шт. Техас (США), та Швеції. Випускається сім моделей від Mission 30 (діаметр 81,3 мм) до Mission 85 (діаметр 181,0 мм) [8].

Відомий розробник і виробник занурювальних пневмоударників Wassara AB, заснована в 1988 році під назвою G-Drill (своє справжнє ім'я придбала в 2002 році), в даний час належить шведським компаніям LKAB і Sandvik. [8]

Широкий асортимент бурового обладнання виробляє ірландська Halco Drilling International Ltd, яка займається цією тематикою близько півстоліття [8].

У Північній Америці компанією Numa з 1985 року (року заснування) по сьогоднішній день сконструйовано та запущено у виробництво 50 моделей серій

Patriot®, Champion® та Challenger®. Продукція Numa реалізується у 60 країнах (експорт становить 45% від загального обсягу продажу) [8].

Loudon Industries, Inc. випускає під торговою маркою Rock Hog чотири типорозміри занурювальних пневмоударників діаметром від 92 до 181 мм і вагою від 82 до 177 кг [8].

В асортименті канадської Mincon Mining Equipment Inc. 11 моделей для буріння свердловин діаметром від 95 до 254 мм. У Південній Америці Drillco Tools – один із дивізіонів Drillco Group (Чилі) виробляє занурювальні пневмоударники під торговою маркою Puma, якими можна бурити свердловини діаметром від 89 до 270 мм [8].

В Африці виробництво пневмоударників зосереджено переважно на півдні континенту – Voart Longyear Group та SPES Machines (занурювальні пневмоударники буріння свердловин діаметром від 90 до 450 мм).

Чимало виробників в Азії. Серед них китайські (Changsha ENYU Engineering Equipments Co. Ltd., Wuhan Trilux Drilling tools Company Ltd.) та індійські компанії (Guru Precision Tools Pvt. Ltd., JCR Drillsol PVT LTD [8] .

## **1.2. Умови експлуатації пневмоударнику**

Низькі темпи спорудження капітальних і підготовчо-нарізних виробок на рудниках чорної металургії є однією з головних причин затримок у формуванні рудної бази. Це також значно подовжує строки запуску нових шахт, горизонтів і блоків у експлуатацію, що суттєво зменшує ефективність інвестицій [1-7].

Ця проблема є особливо актуальною для Криворізького басейну, де щорічно створюється значна кількість горизонтальних і вертикальних виробок. Особливістю є те, що тут активно видобуваються магнетитові кварцити, а технологія їх розробки потребує підготовчих і нарізних виробок у співвідношенні приблизно 5 метрів на 1000 тонн видобутої руди. Близько 60% цих виробок припадають на горизонтальні та слабопохилі шари [1-7].

Підземне будівництво здійснюється переважно двома методами: буропідривним або з використанням комбайнів і щитових механізмів. Кожен із цих методів має свої переваги й недоліки, а вибір залежить від низки факторів, таких як геологічні умови, продуктивність та економічна доцільність [1-7].

Основний спосіб створення горизонтальних виробок у твердих породах Криворізького регіону – це буропідривний метод. Він передбачає поетапне виконання робіт, включаючи буріння шпурів, підготовку до вибуху, вилучення гірничої маси, зміцнення виробок, нанесення торкретбетону, видалення великих уламків породи, очищення поверхні дороги та інші операції [1-7].

У разі створення підняткових виробок застосовуються обидва підходи, при цьому другий забезпечує вищу ступінь механізації. Це дозволяє значно підвищити продуктивність робіт і покращити умови праці [1-7].

Розробка нових технологій і впровадження сучасної техніки залишаються важливими завданнями, які дозволяють прискорити темпи створення виробок і підвищити загальну ефективність [1-7].

На сьогодні підземний видобуток активно інтегрує самохідне обладнання в основні етапи робіт. Закордонний досвід демонструє, що використання такого обладнання дозволяє збільшити продуктивність праці вдвічі чи навіть утричі, зменшити собівартість руди на 40-50%, підвищити безпеку і полегшити умови роботи шахтарів. Основною особливістю цього обладнання є використання уніфікованих платформ для різних типів робіт [1-7].

Подальший розвиток гірничої галузі передбачає активне впровадження новітніх технологій, спрямованих на оптимізацію процесів будівництва виробок. Важливу роль у цьому відіграє автоматизація й механізація ключових етапів. Використання сучасного самохідного обладнання дозволяє значно знизити фізичне навантаження на працівників і підвищити швидкість виконання робіт [1-7].

Однією з основних переваг таких технологій є їхня здатність адаптуватися до складних геологічних умов. Наприклад, комбайни й щитові комплекси можуть ефективно працювати в умовах підвищеної міцності порід, забезпечуючи стабільність виробничого циклу. Крім того, сучасні системи дозволяють

автоматизувати такі операції, як транспортування гірничої маси, нанесення захисних покриттів і укріплення стін виробок, що скорочує час і витрати на кожен етап [1-7].

Успішне впровадження прогресивного обладнання вже дало позитивні результати на багатьох міжнародних рудниках. Зокрема, уніфіковані платформи, які використовуються для буріння, транспортування та кріплення, дозволили суттєво скоротити витрати на обслуговування техніки. Такий підхід сприяє раціональному використанню ресурсів і зменшує частоту зупинок через поломки або заміну деталей [1-7].

Для максимізації ефективності гірничих робіт важливим залишається питання навчання персоналу. Оснащення сучасних рудників передбачає застосування високотехнологічного обладнання, що вимагає від працівників нових навичок і компетенцій. Впровадження програм підвищення кваліфікації, які враховують специфіку автоматизованих процесів, допоможе швидше адаптуватися до нових умов і забезпечити безперервність виробництва [1-7].

Таким чином, модернізація технологій у поєднанні з підготовкою висококваліфікованих кадрів стане запорукою підвищення продуктивності й конкурентоспроможності гірничих підприємств. У перспективі це дозволить не лише зменшити витрати на видобуток, а й покращити екологічні показники за рахунок мінімізації впливу на навколишнє середовище [1-7].

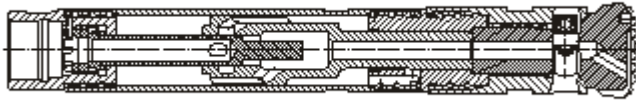
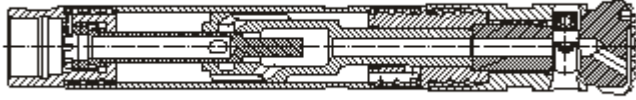
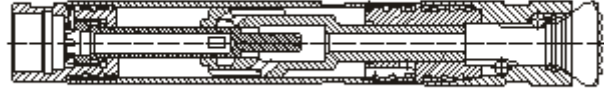
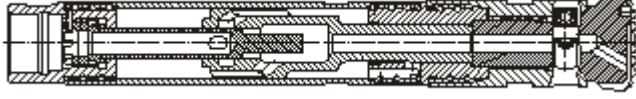
### **1.3. Аналіз устаткування, придатного до умов експлуатації**

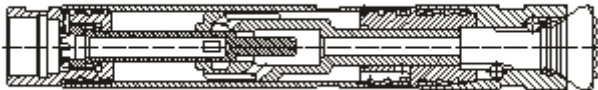
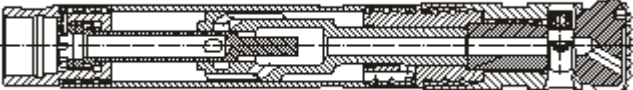
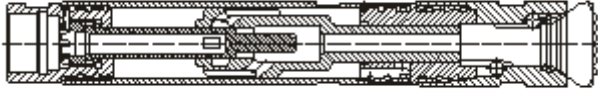
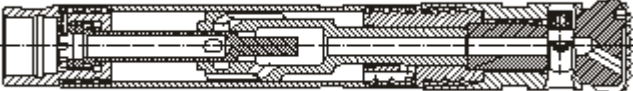
Занурюючі пневмоударники призначені для ударно-вращательного буріння в породах і рудах з коефіцієнтом фортеці  $f= 6-20$  за шкалою проф. Протодьяконова (ГОСТ 21153.1-76) і можуть застосовуватися у будь-яких галузях народного господарства на верстатах типу : НКР-100, БП-100, СБУ, УРБ-2-2 та ін. [16, 17]

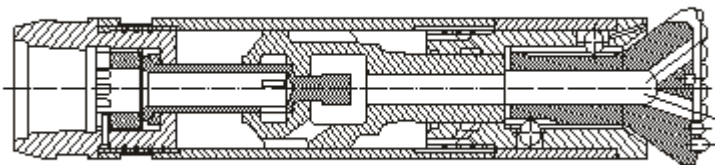
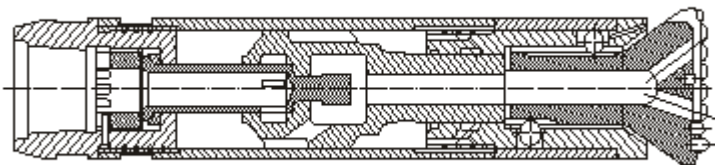
Пневмоударники в комплекті з буровою коронкою є робочим органом бурового верстата. Він є пневматичним ударним механізмом, що має

беззолотниковую систему розподілу, перетворює енергію стислого повітря в енергію удару.

Таблиця 1.1 – Моделі занурних пневмоударників [1-7, 10, 16,17]

П-105-2,8Ш	
	
Діаметр, мм	105
Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск повітря, МПа	0,45-0,7
Ударна потужність, кВт	2,8
Витрата повітря, м3	5
П-110-2,8Ш	
	
Діаметр, мм	110
Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск, МПа	0,45-0,7
Ударна потужність, кВт	2,8
Витрата повітря, м3	5
П-110-2,8МР	
	
Діаметр, мм	110
Тип з'єднання з коронкою	байонетное, шарико-роликовое
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	2,8
Витрата повітря, м3	5
П-110-3,2ШРБ	
	
Діаметр, мм	110

Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск, МПа	0,4-0,8
Ударна потужність, кВт	3,2
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	6
П-110-3,2МРБ	
	
Діаметр, мм	110
Тип з'єднання з коронкою	байонетное, шарико-роликовое
Тиск повітря, МПа	0,4-0,8
Ударна потужність, кВт	3,2
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	6
П-130-4,0Ш	
	
Діаметр, мм	130
Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	4,0
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	7
П-130-4,0МР	
	
Діаметр, мм	130
Тип з'єднання з коронкою	байонетное, шарико-рооликовое
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	4,0
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	7
П-160-5,5Ш	
	

Діаметр, мм	160
Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	5,5
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	10
П-160-5,5М	
	
Діаметр, мм	160
Тип з'єднання з коронкою	байонетное
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	5,5
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	10
П-180-6,5Ш	
	
Діаметр, мм	180
Тип з'єднання з коронкою	шліцьове
Тиск повітря, МПа	0,4-0,7
Ударна потужність, кВт	6,5
Витрата повітря, м <sup>3</sup>	12

Байонетное з'єднання коронки з пневмоударником забезпечує надійне кріплення і швидку зміну інструменту. Це з'єднання перевірене тривалим часом застосування і має широке поширення. У верхньому ряду байонетного з'єднання пневмоударників П-110-2,8М і П-130-4,0М замість кульок встановлюються ролики, це збільшує термін експлуатації бурових коронок.



Щлицеве з'єднання коронки з пневмоударником має наступні переваги перед байонетним соединением:исключает обрив коронки;

- не розбиває хвостовик коронки і самшиту пневмоударника;
- виключає мимовільне випадання коронки при зворотному обертанні;
- забезпечується швидка і легка зміна коронки при будь-якому зносі;
- забезпечується краще центрування коронки в пневмоударнике - це підвищує точність буріння і спрощує забуревание.

Таблиця 1.2 - Основні технічні характеристики занурних пневмоударників [17]

Найменування	Ударна потужність, кВт	Тиск, МПа	Витрата повітря, м <sup>3</sup>	Тип з'єднання з коронкою	Приєднувальне різьблення	Маса, кг	Розміри, мм
П-105-2,8Ш	2,8	0,45-7,0	4,4	шліцьове	72*10	22,5	96*670
П-110-2,8Ш	2,8	0,45-7,0	4,4	шліцьове	72*10	24	98*671
П-110-2,8МР	2,8	0,4-0,7	4,4	байонетное, шарико-роликовое	72*10	24	98*668
П-110ШРБ	3,2	0,4-0,8	6	шліцьове	72*10	25	103*675
П-110МРБ	3,2	0,4-0,8	6	байонетное, шарико-роликовое	72*10	25	103*672
П-130-4,0Ш	4,0	0,4-0,7	7	шліцьове	72*10	33	116*675
П-130-4,0МР	4,0	0,4-0,7	7	байонетное, шарико-роликовое	72*10	33	116*675
П-160-5,5Ш	5,5	0,4-0,7	10	шліцьове	С-102 ГОСТ 5286-75	62	145*775
П-160-5,5М	5,5	0,4-0,7	10	байонетное	С-102 ГОСТ 5286-75	62	145*740
П-180-6,5Ш	6,5	0,4-0,7	12	шліцьове	С-102 ГОСТ 5286-75	95	
П-200Ш	6,79-35 (залежно від тиску)	0,7-1,2	10-38	шліцьове		120	

Розглянемо конструкцію найрозповсюдженішого на сьогодні занурного пневмоударника.

Занурюючий пневмоударник П-110 призначено для ударно-обертального буріння свердловин діаметром 110 мм глибиною до 110 м у породах міцністю 8-20

за шкалою проф.Протод'яконова на підземних та відкритих розробках. Пневмоударник використовується у комплекті з буровим верстатом (НКР-100, СБУ-200).

#### Технічна характеристика занурного пневмоударника П-110 [10]

– Ударна потужність, кВт	2,8
– Тиск, мПа	0,4-0,7
– Витрата повітря, м <sup>3</sup>	4,4
– Тип з'єднання з коронкою	байонетне, кульово-роликове
– Приєднувальне різьблення	72*10
– Маса, кг	24
– Розміри, мм	98 x 668

#### Опис конструкції занурюючого пневмоударника П-110.

Пневмоударник П-110 з безклапанною системою повітряно розподілювачем (рис. 1.1) має поршень-ударник 5, який при робочому русі в циліндрі 4 переміщається на величину ходу саморегулюючою подачу стислого повітря з порожнини б трубки б в порожнині а і в, а також на продування коронки при будь-якому положенні поршня в циліндрі через канали поршня (перетини В—В і Г—Г) і букси (перетини Б—Б). Коронка 11 вставляється в буксу 1 і фіксується від випадання кульками 12, маючи деяку свободу ходу 11. Настройка пневмоударника забезпечується гайкою 8 і сідлом 7.

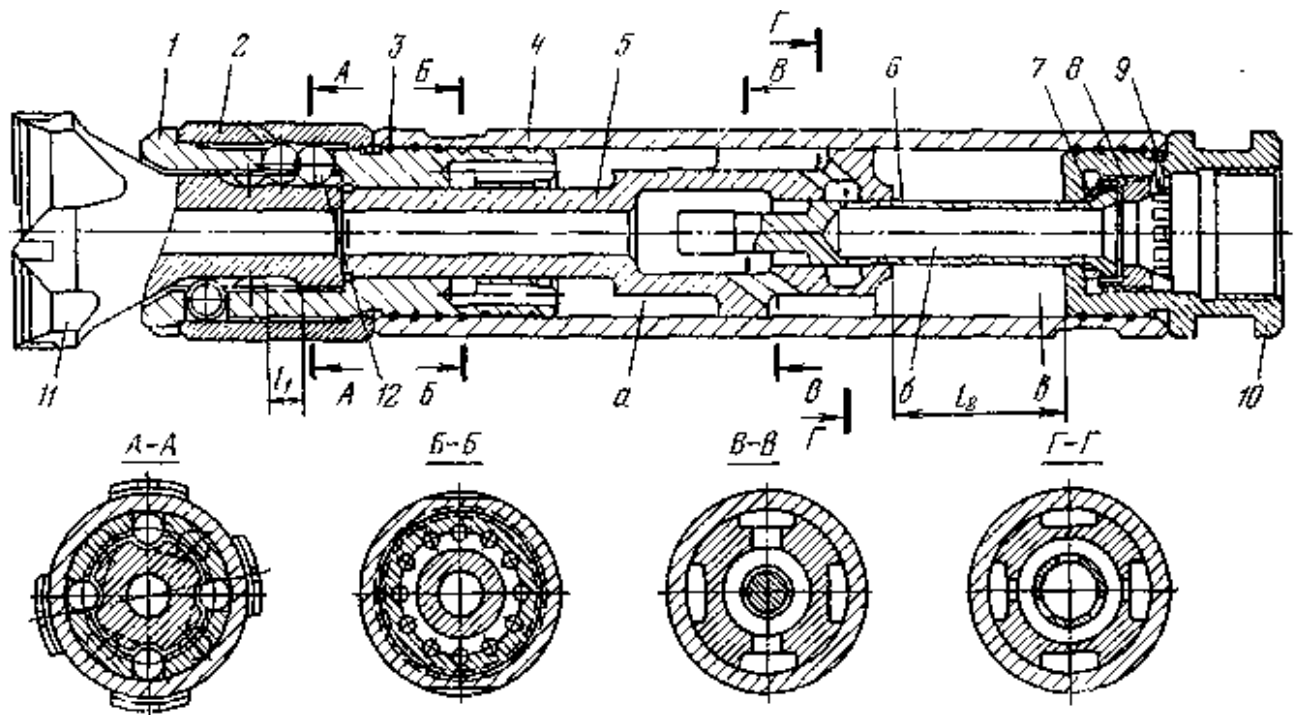


Рис. 1.1 - Занурюючий пневмоударник П-110: 1 — букса; 2 — кільце; 3 — пружина; 4 — циліндр; 5 - поршень-ударник; 6 — трубка розподільна; 7 — сідло; 8 — гайка регулювальна; 9 — стопор; 10 — перехідник; 11 — коронка; 12 — кульки

Основними функціонально значущими параметрами занурювальних пневмоударників, що визначають їх технічний рівень, технологічні можливості та сферу застосування, є складові ударної потужності - енергія удару і частота ударів. Ударна потужність за інших рівних умов залежить тільки від робочого тиску енергоносія (стисненого повітря). Однак для ефективної роботи занурювального пневмоударника домінуючим параметром є енергія одиночного удару, яку задають у значеннях необхідних і достатніх з міркувань експлуатаційної надійності машини та інструменту, прагнучи мінімальної енергоємності руйнування бурої породи [8].

На основі багаторічних даних з випробувань досвідчених та серійних вітчизняних та закордонних занурювальних пневмоударників нами встановлено залежність енергоємності процесу буріння від питомої енергії удару, типу інструменту (лезовий, штирбовий), системи очищення вибою свердловини та схеми навантаження забою<sup>1</sup>, рис. 1.2 [8].

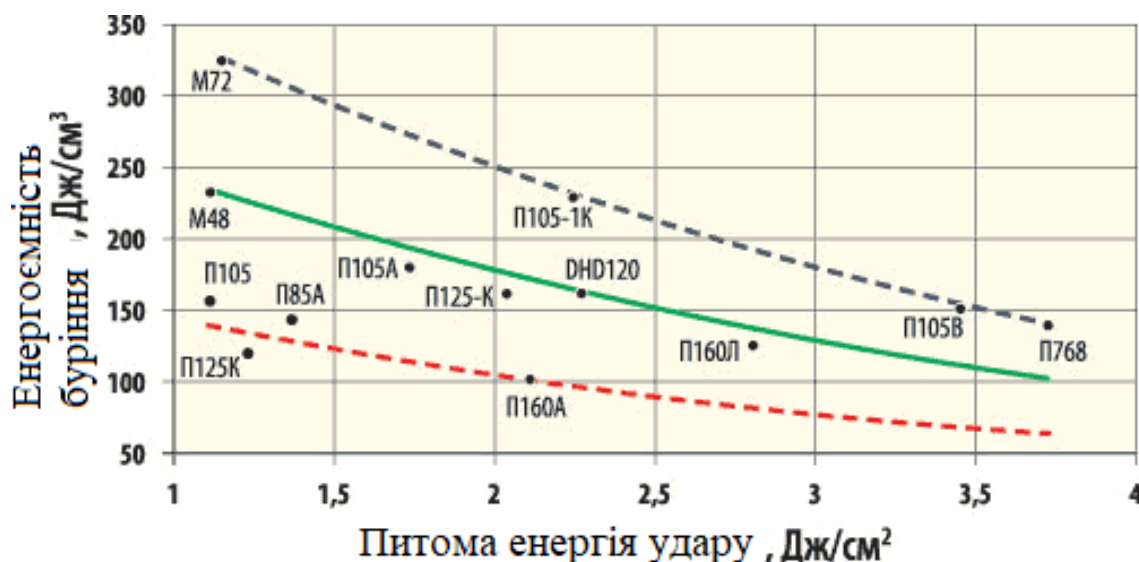


Рис 1.2 - Залежність енергоємності буріння занурювальними пневмоударниками від питомої енергії удару [8]

Як очевидно з рис 1.2, зі збільшенням питомої енергії енергоємність істотно знижується. Отже, одним із пріоритетних напрямів розвитку цього способу є створення енергонасичених занурювальних пневмоударників з інструментом штирьового типу зі схемою навантаження забою, що реалізує взаємний вплив полів напруг [8].

Заглибні пневмоударники, що серійно випускаються в Росії, розроблені в ІГД СО РАН на початку 80-х років, не поступалися закордонним аналогам. Вони були спроектовані з розрахунку на тиск стисненого повітря 0,5 МПа та лезовий породоруйнівний інструмент. Прогресивний штирьовий інструмент, що з'явився пізніше, в комплекті з цими пневмоударниками в більшості випадків виявився малоефективним, тоді як його незаперечні переваги перед лезовим доведені світовою практикою. Для ефективної роботи пневмоударника зі штирьовим інструментом потрібно підвищення енергії удару щонайменше в 2-3 рази. При високому (1,8-2,4 МПа) тиску стисненого повітря, поширеному за кордоном, технічно нескладно отримати високі енергії удару в заданому типорозмірі пневмоударника, тим самим суттєво покращивши експлуатаційні та технічні показники пневмоударного буріння (наприклад, швидкість буріння, ресурс машини та стійкість породоруйнівного інструменту), практично пропорційно зростанню

тиску стисненого повітря. При тиску повітря 0,5 МПа, поширеному Росії, навіть 2-кратное підвищення енергії удару – завдання непросте, особливо умов існуючих систем підземної відпрацювання залізородних родовищ. Бурове обладнання, що застосовується на рудниках (НКР-100МП, занурювальний пневмоударник ПП110 (М48)), поставлено на виробництво ще на початку 70-х рр. минулого століття і в даний час використовується при бурінні низхідного пучка паралельних свердловин для відбивання міжповерхового блоку. (У свій час ця технологія була передовою для відпрацювання верхніх горизонтів) [8].

В даний час гірничі роботи ведуться на великих глибинах, і застосування системи розробки з відбійкою руди на компенсаційні камери та порожнини пов'язане з ускладненнями через зростання гірського тиску. Відбуваються інтенсивні деформації масиву, руйнуються і губляться пробурені свердловини в блоці, що тягне додаткові витрати на перебудування свердловин (до 50%) і погіршує якість дроблення. Крім того, через низьку міжзаточну стійкість бурового інструменту до половини робочого часу йде на спускопідйомні операції. В результаті – низька змінна продуктивність. У той же час виробничники наполегливо вимагають підвищення змінної продуктивності пневмоударного буріння, хоча б у 1,5–2 рази, без зміни умов експлуатації пневмоударника та технологічної схеми збурення блоку. (Зарубіжне бурове устаткування умов рудників з системами поверхнево-блокової відбійки руди який завжди придатне, оскільки часто не вписується в параметри бурових виробок) [8].

Вихід із ситуації, що склалася, бачиться в скороченні часу збурення блоку, для чого можливі два шляхи [8]:

- Перехід на гранично допустимий, за технічними можливостями парку бурових верстатів (НКР-100МП), діаметр свердловини 130 мм, замість 110 мм. Тут очікуване скорочення часу на еквівалентне буріння може становити близько 30%.
- Збільшення міжзаточної стійкості бурового інструменту і тим самим скорочення допоміжного часу на спускопідйомні операції для заміни інструменту.

Оскільки пневмоударник та долото функціонально залежні компоненти бурового снаряда, не можна замінити долото, не замінюючи пневмоударник. Потрібен енергонасичений занурювальний пневмоударник з інтенсивним очищенням вибою, адаптований до умов підземного відпрацювання залізородних родовищ системами з поверхнево-блочним обваленням. При цьому необхідно врахувати обмеження на довжину пневмоударника та роботу на повітряно-водяній суміші [8].

ІГД СО РАН пропонує до освоєння виробництвом пневмоударники нового покоління з підвищеною енергією удару, що ефективно працюють у комплекті зі штирьовим інструментом при звичайному тиску (0,5 МПа) енергоносія, зокрема повітряно-водяної суміші, як обов'язкової умови для пилоподавлення. Пневмоударники дозволять проходити міжповерхову свердловину (50-70 м) за один прохід без підйому (або максимум за два підйоми снаряда), різко скоротивши допоміжний час для заміни інструменту, що в результаті дозволить підвищити змінну продуктивність в 1,5-2 рази, а ресурс машини в 2 рази порівняно з базовим зразком пневмоударника (М48) [8].

Поєднання збільшеного діаметра свердловини (до 130 мм) і збільшеної змінної продуктивності дасть можливість скоротити час буріння блоку щонайменше в 1,5-2 рази і вирішити проблему втрати свердловин в блоці.

Реалізація енергонасиченого занурювального пневмоударника при обмеженому тиску енергоносія можлива на основі нового робочого циклу машини (див. рис. 1.3).

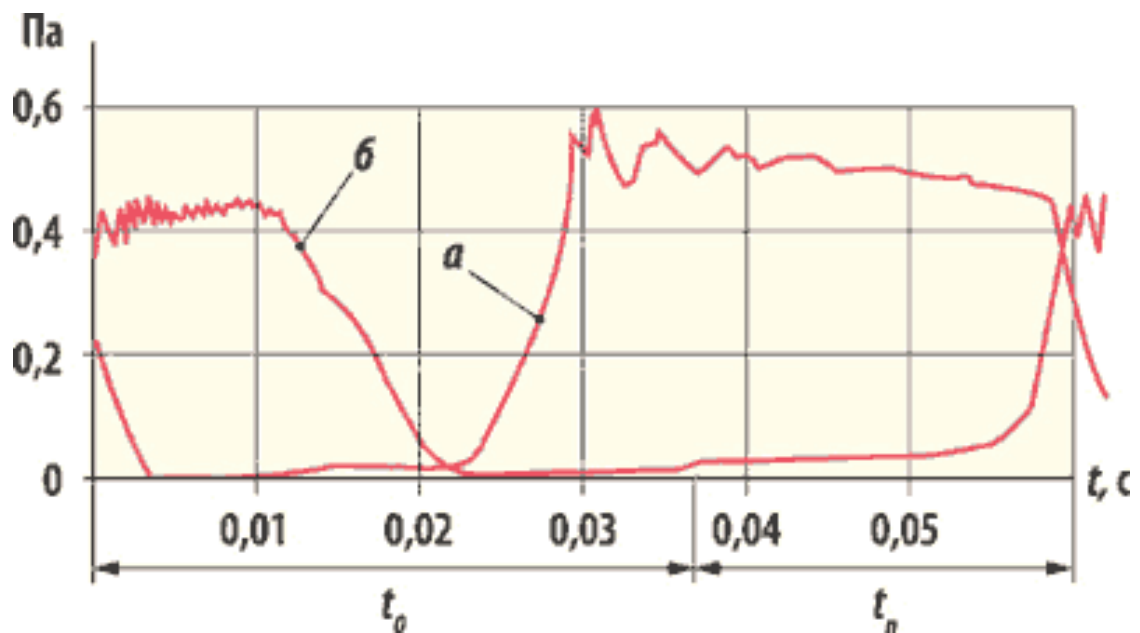


Рис.1.3 - Осцилограми тисків в камерах прямого (а) та зворотного (б) ходу пневмоударника з живильно-розрядною системою [8].

Завдяки введенню додаткового продовженого вихлопу з камери робочого ходу у фазі зворотного ходу ударника, через спеціальний розрядний тракт, забезпечується зняття протитиску при русі ударника по всьому шляху зворотного ходу до моменту подачі їм команди на зміну напрямку дії сил. Цикл забезпечує підвищення ударної потужності і, головне, зміна її структури у напрямку збільшення енергії удару більш ніж удвічі порівняно з базовим зразком при тому самому тиску енергоносія. Цикл покращує силову характеристику машини по віддачі [8].

Для відкритих гірничих робіт, де умови експлуатації пневмоударників принципово відрізняються від підземних (наявність водопритоків, не стоять з такою гостротою питання довжини пневмоударника та тиску енергоносія), вирішити задачу створення пневмоударників нового покоління з покращеними технічними характеристиками при підвищеному тиску енергоносія відносно простіше. Нині у Росії (Московський завод «Борець») освоєно виробництво компресорів «Шторм» на підвищений (1,2 МПа) тиск. В ІГД СО РАН знайдено технічні рішення, що реалізують концепцію енергонасиченості пневмоударників при обмеженому (0,7–1,2 МПа) тиску стисненого повітря, розроблено

типорозмірний ряд пневмоударників нового покоління з покращеним, за енерговитратами (економічності) та вібросиловою характеристикою, необхідною та достатньою енергією удару для ефективної роботи зі штирвовим інструментом при звичайному та підвищеному тиску стисненого повітря. Конструктивне виконання та технічні характеристики ряду наведені на малюнку 6 та в таблиці 2 [8].

Дані пневмоударники за технічним рівнем не поступаються кращим сучасним аналогічним зарубіжним розробкам. Крім того, вони наділені додатковою технологічною якістю – адаптовані до вмісту води в стислому повітрі до концентрації піни, що вигідно відрізняє їх при бурінні свердловин у складних геологічних умовах, наприклад, з прошарками глин та водопритоками [8].

У тому, що занурювальні пневмоударники не вичерпали своїх потенційних можливостей на відкритих гірничих роботах і залишаються цілком конкурентоспроможними, у т.ч. по відношенню до шарошкового буріння, наочно свідчить зарубіжний досвід. Головна перевага пневмоударного буріння перед шарошечним – у 40 разів більший знімання потужності з одиниці сили натискання на інструмент. Це означає, що на легких шарошкових верстатах, наприклад СБШ-200, можна безаварійно бурити свердловини діаметром до 270-320 мм або підвищити швидкість буріння вдвічі в меншому діаметрі свердловини при підвищеному тиску [8].

Фірма Driltech Mission (у складі компанії Sandvik Mining Construction) випускає бурові верстати для буріння обертальним (шарошечним) способом вибухових свердловин діаметром від 130 мм до 200 мм (модель 25KS і T40KS), що переобладнаються на ударно-обертальне (пневмоударне) буріння до 165 мм у міцніших породах. При цьому у варіанті шарошечного буріння верстати оснащені компресорами звичайного тиску (0,7 МПа) з продуктивністю від 25 до 45 м<sup>3</sup>/хв (залежно від діаметра свердловини, що бурить); у варіанті пневмоударного буріння компресорами високого тиску (2,4МПа) з продуктивністю 23,7 м<sup>3</sup>/хв [8].

Компанія вважає за доцільне диференційоване використання шарошкових верстатів у обертальному (шарошечному) та обертально-ударному



(пневмоударному) варіантах при обурюванні блоків. Для буріння відрізних щілин і загострення вибухових уступів похилими свердловинами рекомендується пневмоударний варіант, при розширеній сітці вибухових свердловин на майданчику блоку, що обурюється, - шарошечний [8].

Зіставлення шарошечного та пневмоударного способів буріння за окремими показниками [8]

Усі існуючі теорії механічного руйнування гірських порід можна звести до енергетичної, згідно з якою кращим є спосіб руйнування та режим його існування, що забезпечують мінімум енергоємності.

При ударно-обертальному способі буріння, з використанням занурювальних пневмоударників, на інструмент діє циклічне ударне навантаження при невеликих зусиллях подачі і моменту, що крутить [8].

При бурінні свердловини одного діаметра можливості підвищення продуктивності буріння визначаються, у першому випадку, осьовим зусиллям та швидкістю обертання долота, які практично вичерпані; у другому (пневмоударному) – збільшенням тиску ( $P_c$ ) та попередньої швидкості ( $V_y$ ) – а тут є резерви [8].

Принципи формування осьового зусилля при шарошечному та пневмоударному бурінні різні. При шарошечному бурінні осьове зусилля є визначальним у потужності на вибої свердловини. При пневмоударному бурінні осьова сила притиску пневмоударника до вибою не істотно впливає ефективність руйнації породи. У цьому проблема буріння похилих свердловин занурювальними ударними машинами знімається [8].

Звідси випливає, що потужність, що знімається з одиниці осьового зусилля, при шарошечному бурінні в 40-50 разів менша, ніж при ударно-обертальному способі. Це один із найважливіших аргументів переваги пневмоударного способу буріння, особливо для похилих свердловин. [8]

#### **1.4. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження**

*Метою роботи* є підвищення ефективності руйнування гірської породи занурними пневмоударниками за рахунок вивчення зв'язків і закономірностей динамічних процесів в ударних системах технологічного призначення.

*Об'єктом дослідження* є процес співударіння поршня занурного пневмоударника з хвостовиком бурового інструменту.

*Предмет дослідження* – параметри поршня занурного пневмоударника».

Завдання досліджень:

1. Визначення передударної швидкості поршня-ударника занурного пневмоударника П-110;
2. Визначення місць концентрації напружень від ударного навантаження у поршні-ударнику та визначення коефіцієнту концентрації напружень;
3. Розробка заходів щодо удосконалення форми поршня-ударника з метою усунення концентраторів напружень.

## **2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ УДАРНИХ НАПРУЖЕНЬ У МАТЕРІАЛІ ПОРШНЯ-УДАРНИКА**

### **2.1. Загальна методика досліджень**

Задля досягнення поставленої мети та підвищити втомну стійкість поршня-ударника за рахунок зниження концентрації напружень у його матеріалі планується провести низку досліджень.

На першому етапі планується визначити передударну швидкість поршня-ударника, значення якої планується отримати за допомогою дослідження руху поршня під дією тиску стисненого повітря у камері робочого ходу занурного пневмоударника. Визначення передударної швидкості планується за допомогою розрахункового модуля SolidWorks Motion. Значення планується отримати за допомогою дослідження руху поршня під дією тиску стисненого повітря у камері робочого ходу занурного пневмоударника. Результати моделювання порівнюються з паспортними даними занурного пневмоударника.

На наступному етапі планується дослідити розподіл напружень у матеріалі поршня-ударника та визначити місця концентрації напружень при ударному навантаженні та визначити коефіцієнту концентрації напружень. У якості початкових параметрів використовується твердотільна модель поршня та результати розрахунку параметрів занурного пневмоударника.

Далі планується низка заходів щодо удосконалення форми поршня-ударника з метою усунення концентраторів напружень.

Формується остаточна геометрія поршня-ударника за зниженими концентраторами напружень та перевіряється на те чи впишеться вона у базову конструкцію занурного пневмоударника.

## 2.2. Методика визначення передударної швидкості поршня-ударника

Задля дослідження напружень у матеріалі поршня-ударника занурного пневмоударника, потрібно визначити початкові дані щодо його передударної швидкості.

Значення передударної швидкості планується отримати за допомогою дослідження руху поршня під дією тиску стисненого повітря у камері робочого ходу занурного пневмоударника.

У якості вихідних даних значення тиску у камері робочого ходу занурного пневмоударника виступає матеріал статті [8] (рис 2.1)

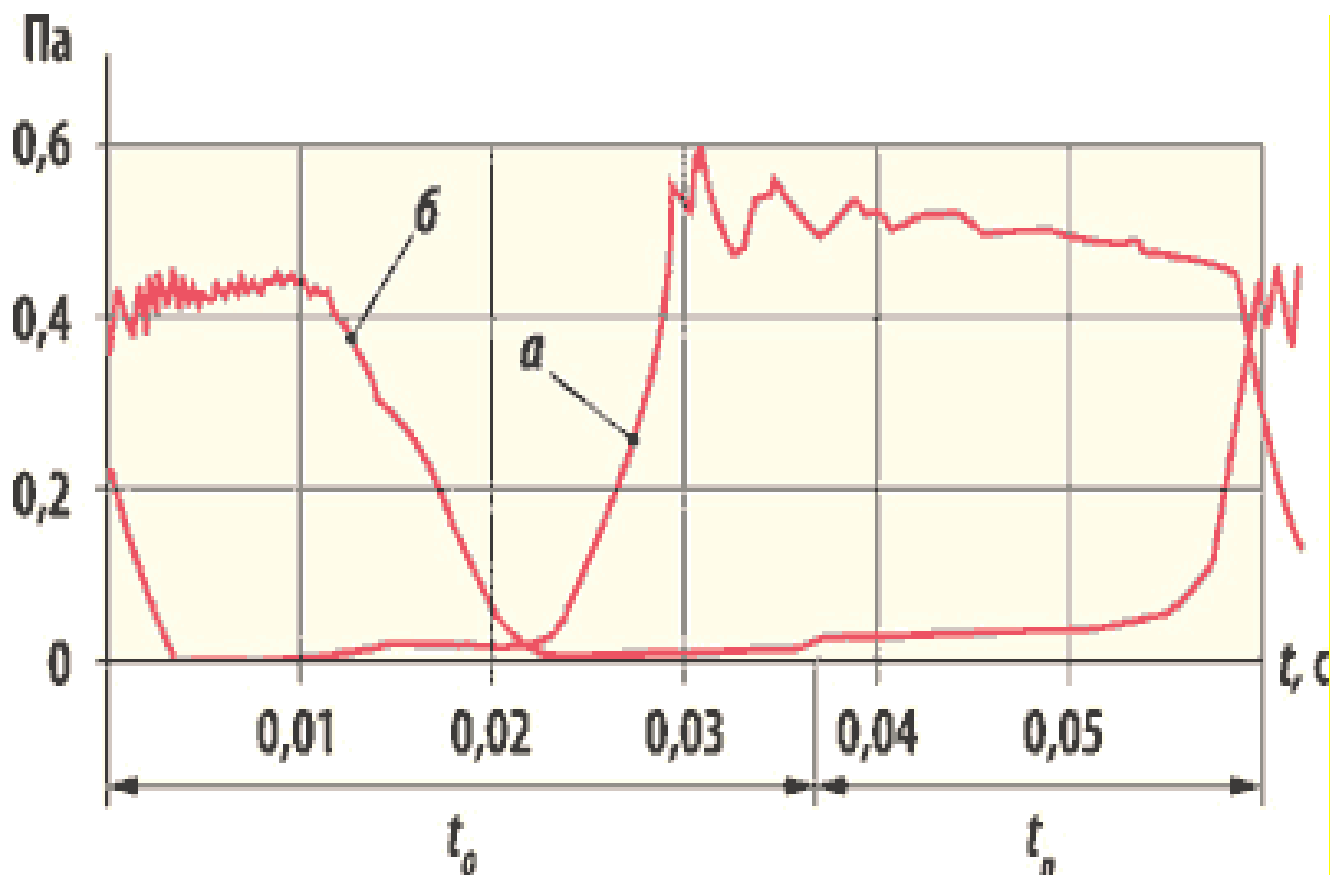


Рис.2.1 - Осцилограми тисків в камерах прямого (а) та зворотного (б) ходу пневмоударника з живильно-розрядною системою. [8]

Для визначення передударної швидкості поршня-ударника потрібно апроксимувати графік, наведений на рис 2.1. При цьому цікавим є саме крива (а) з 0,023 с по 0,06 с.

Після апроксимації, отримано значення залежності тиску від часу (табл 2.1).

Для визначення сили від тиску, що діє на поршень-ударник потрібно перерахувати тиск на силу за формулою

$$F = p \cdot S \quad (2.1)$$

де  $p$  - тиск у камері робочого ходу, Па;  $S$  - площа поршня, що сприймає тиск, м<sup>2</sup>.

Площа поршня-ударника, що сприймає тиск (рис 2.2), м<sup>2</sup>

$$S = \frac{\pi \cdot (D - d)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0.082 - 0.035)^2}{4} = 0.001735 \quad (2.2)$$

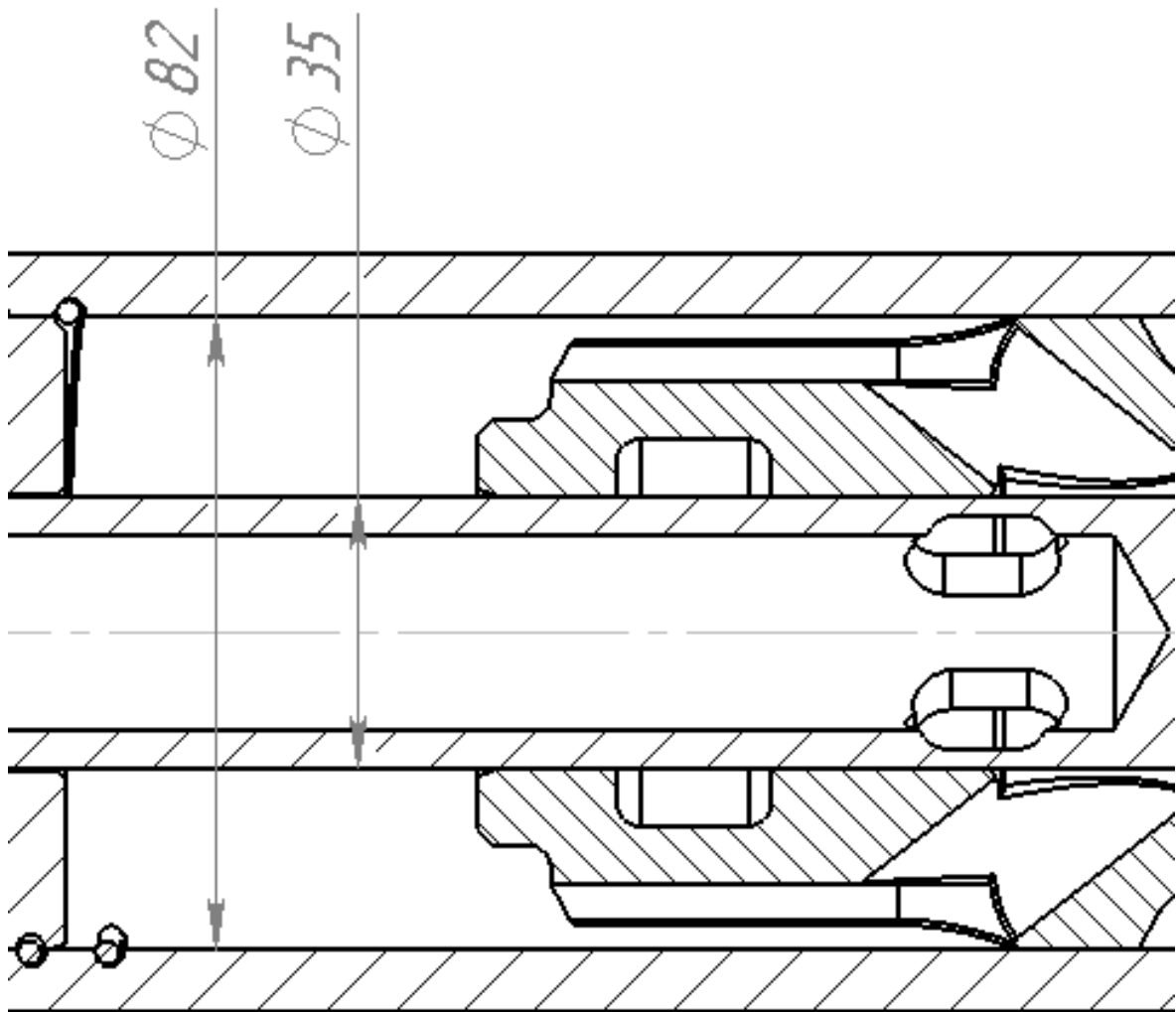


Рис 2.2 – Діаметри поршня та циліндру

У результаті обчислень отримано ряд значень (табл. 2.1, рис 2.3, 2.4) сили, тиску від часу.

Таблиця 2.1 – Апроксимовані тиск і сила залежно від часу Ссили, тиску від часу.

Час, с	Тиск, МПа	Сила, Н
0	0.016	28.453
1.299e-3	0.028	47.884
2.73e-3	0.092	160.135
5.548e-3	0.256	444.146
6.835e-3	0.378	655.462
7.253e-3	0.554	960.465
8.541e-3	0.518	898.007
9.008e-3	0.59	1.023e3
0.011	0.471	817.853
0.012	0.534	926.634
0.012	0.539	934.788
0.013	0.531	921.603
0.015	0.49	849.429
0.017	0.534	926.634
0.018	0.518	898.007
0.018	0.518	898.007
0.019	0.497	862.614
0.02	0.514	891.241
0.022	0.518	898.007
0.024	0.49	849.429
0.027	0.497	862.614
0.029	0.484	840.234
0.031	0.484	840.234
0.032	0.472	818.2
0.037	0.449	778.123

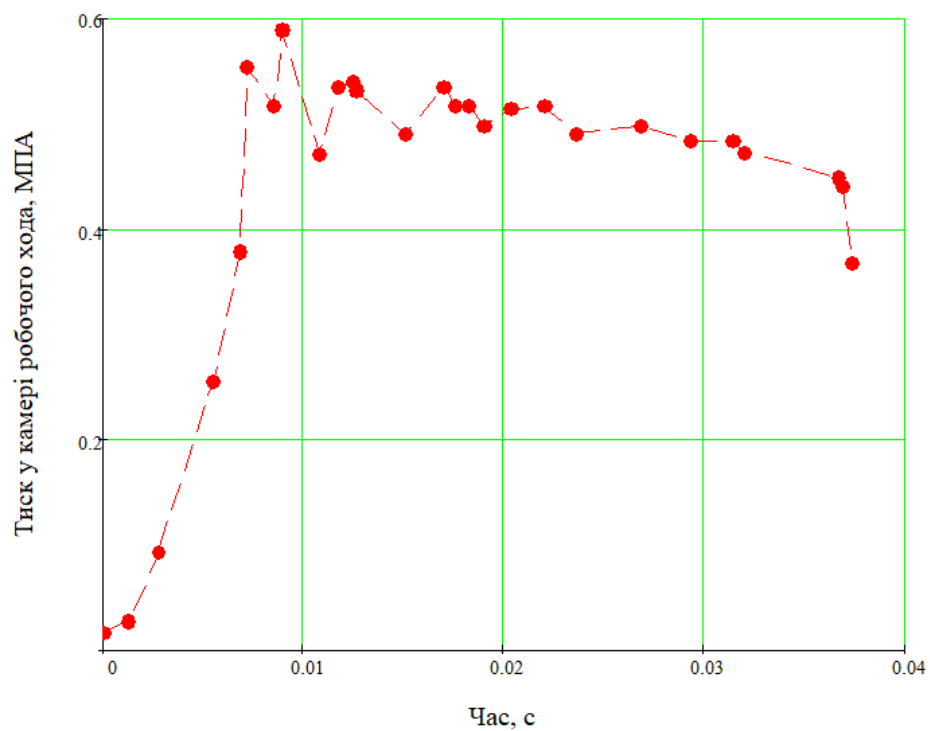


Рис 2.3 – Зміна тиску у камері робочого ходу

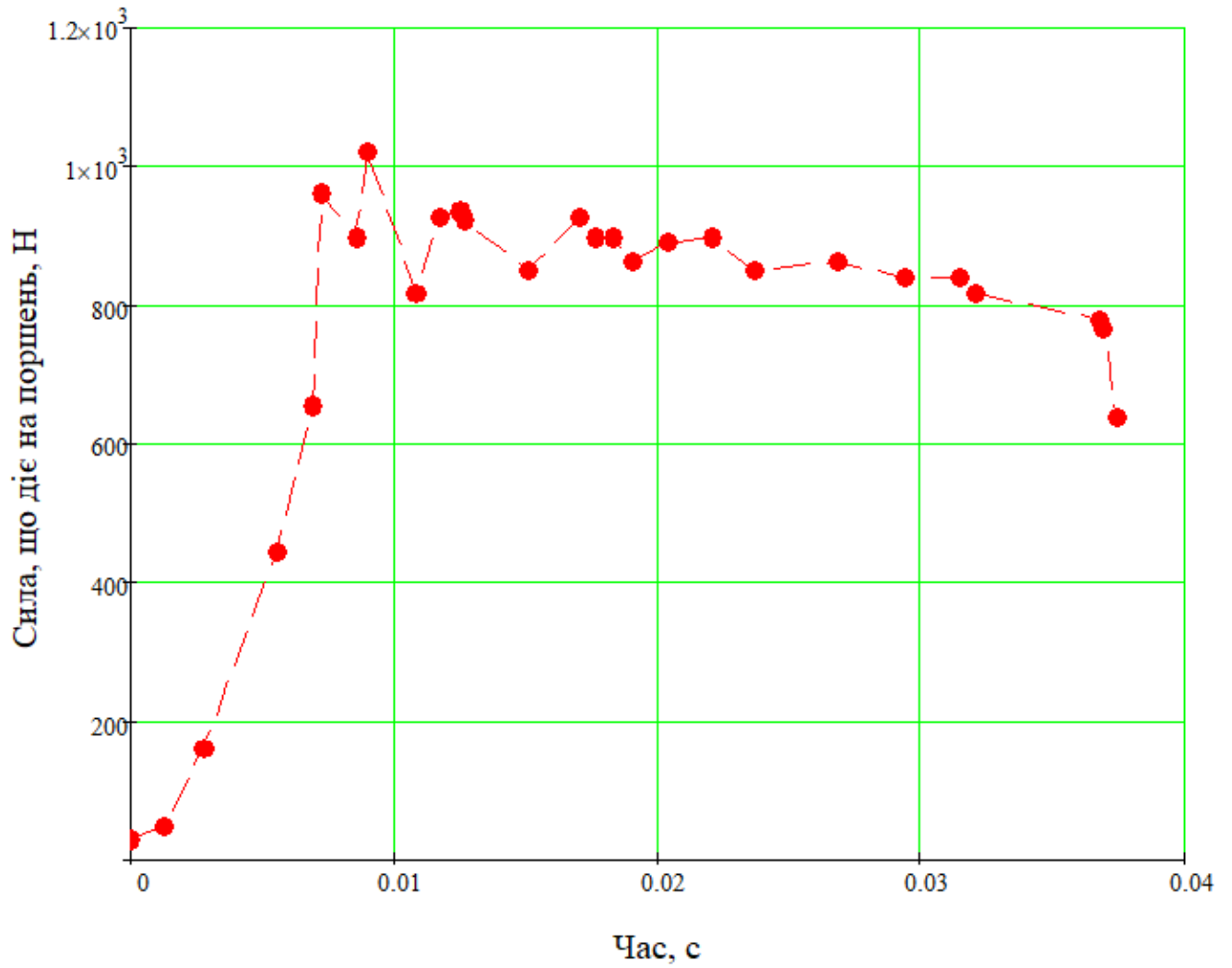


Рис 2.4 – Сила, що діє на поршень при прямому ході

Задля використання отриманої інформації, збережемо дані (графік на рис 2.4) у файл-таблицю.

Додатково визначимо хід поршня-ударника за кресленням (рис 2.5):  $L = 0.092$  м.

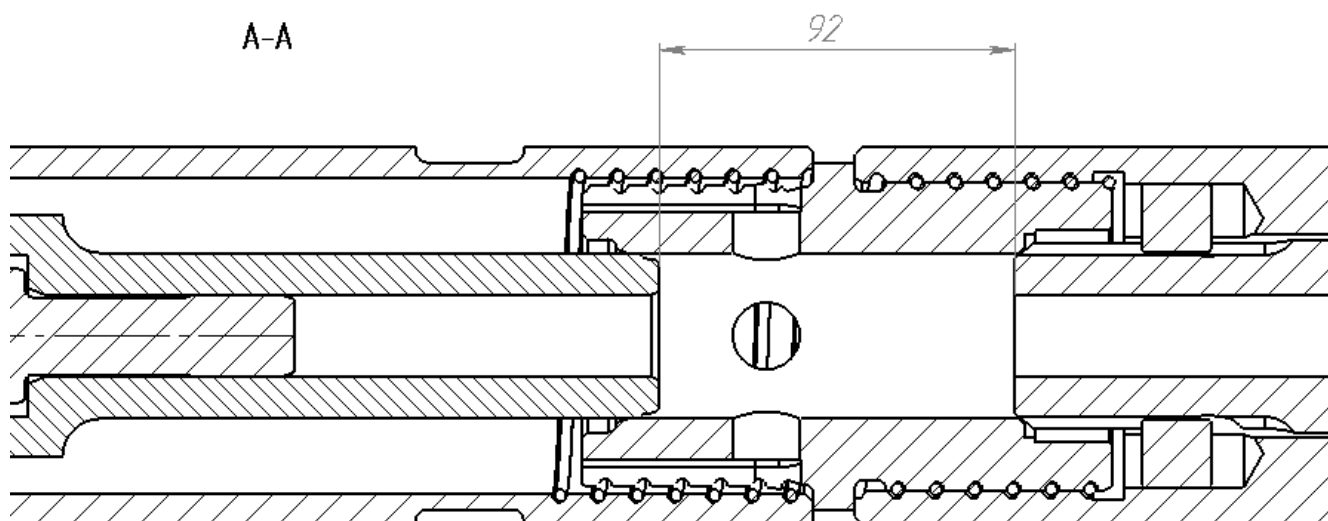


Рис 2.5 – Хід поршня-ударника

Маса поршня-ударника становить 4,277 кг для легованої сталі (рис 2.6).

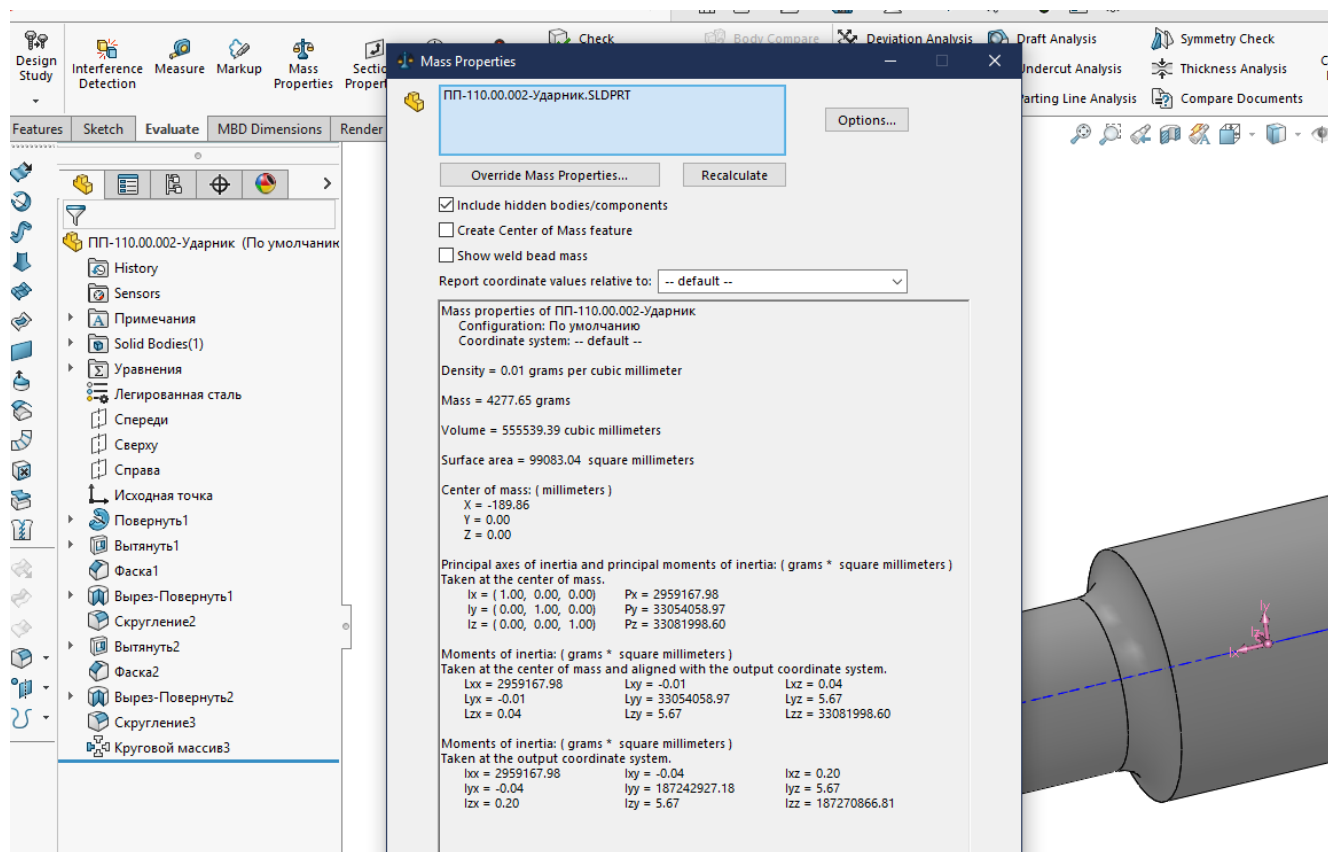


Рис 2.6 - Маса поршня-ударника



Отже, граничні умови для розрахунку передударної швидкості визначені.

Визначення передударної швидкості планується за допомогою розрахункового модуля SolidWorks Motion.

Для цього створюємо нове складання з однією деталлю – поршнем-ударником. За допомогою спряжень прив'язуємо його до головних площин, тиким чином, щоб він міг рухатися тільки вздовж своєї осі.

Час моделювання – 0,04 с.

У праметрах дослідження встановлюємо 500 кадрів на сек. (рис 2.7)

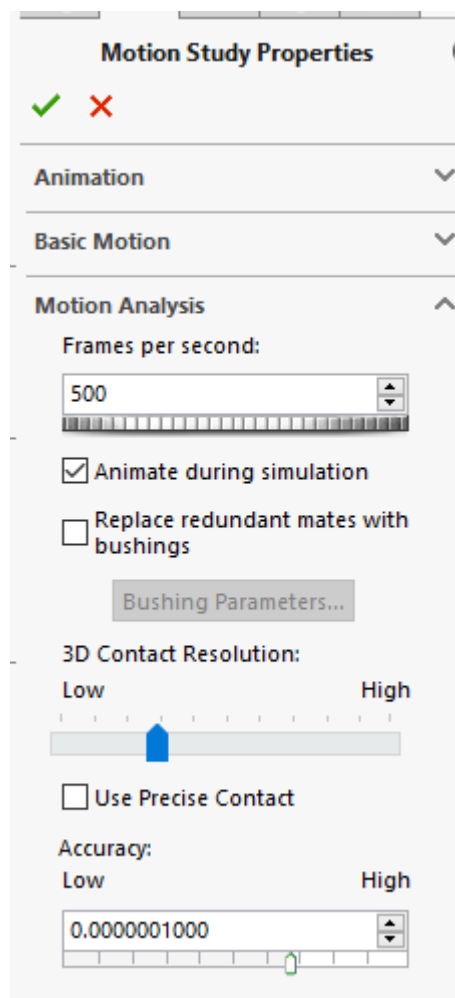


Рис 2.7 – Параметри моделювання

До торцьової поверхні поршня прикладаємо силу, у параметрах сили у розділі Force function обираємо DataPoints і завантажуюмо створений файл даних за допомогою функції Import Data (рис.2.8).

Force/Torque

Direction

Action only

Action & reaction

Face<1>@ПП-110.00.002-Ударник-1

Force relative to:

Assembly origin

Selected component:

Force Function

Data Points

Edit...

1111.csv

```

1 0,28.4530905042974
2 0.00129873417721519,47.884469385281
3 0.00273037974683544,160.13538131382
4 0.00554810126582278,444.145802993911
5 0.00683544303797468,655.462048324607
6 0.00725316455696203,960.465298974332
7 0.00854050632911392,898.007295428313
8 0.00900759493670886,1022.74980806606
9 0.0108417721518987,817.852857544256
10 0.0117417721518987,926.633880386905
11 0.0124784810126582,934.788119738746
12 0.0126873417721519,921.602541212365
13 0.015079746835443,849.428848225854
14 0.0170126582278481,926.633880386905
15 0.0176126582278481,898.007295428313
16 0.0182658227848101,898.007295428313
17 0.0190253164556962,862.614426752236
18 0.0203696202531646,891.241011710828
19 0.0220822784810127,898.007295428313
20 0.0236278481012658,849.428848225854
21 0.0268101265822785,862.614426752236
22 0.0293164556962025,840.233642148246
23 0.0314848101265823,840.233642148246
24 0.032046835443038,818.199846452845
25 0.0367291139240506,778.122627510816
26 0.0368696202531646,764.590060075845
27 0.0374240506329114,636.724647260801

```

Function Builder

Segments Data Points Expression

Value (y): Force (N)

Independent variable (x): Time (s)

Interpolation type: Cubic Spline

Import Data...

Time (s)	Value
0s - 0.04s	From file
Click to add row	

Show graphs:

Force (N)

Рис 2.8 – Визначення сили на основі файлу даних

Проводимо моделювання і визначаємо переміщення та швидкість поршня-ударника (рис 2.9, 2.10).

Додатково на рис 2.9 показано мітка довжина ходу поршня (92 мм), і відповідний час ходу поршня, що становить 0,0344 с, що приблизно відповідає діаграмі (рис 2.1).

Відповідно, до цього, визначаємо передударну швидкість (рис 2.10). На графіку показана мітка часу руху поршня і відповідна їй переударна швидкість.

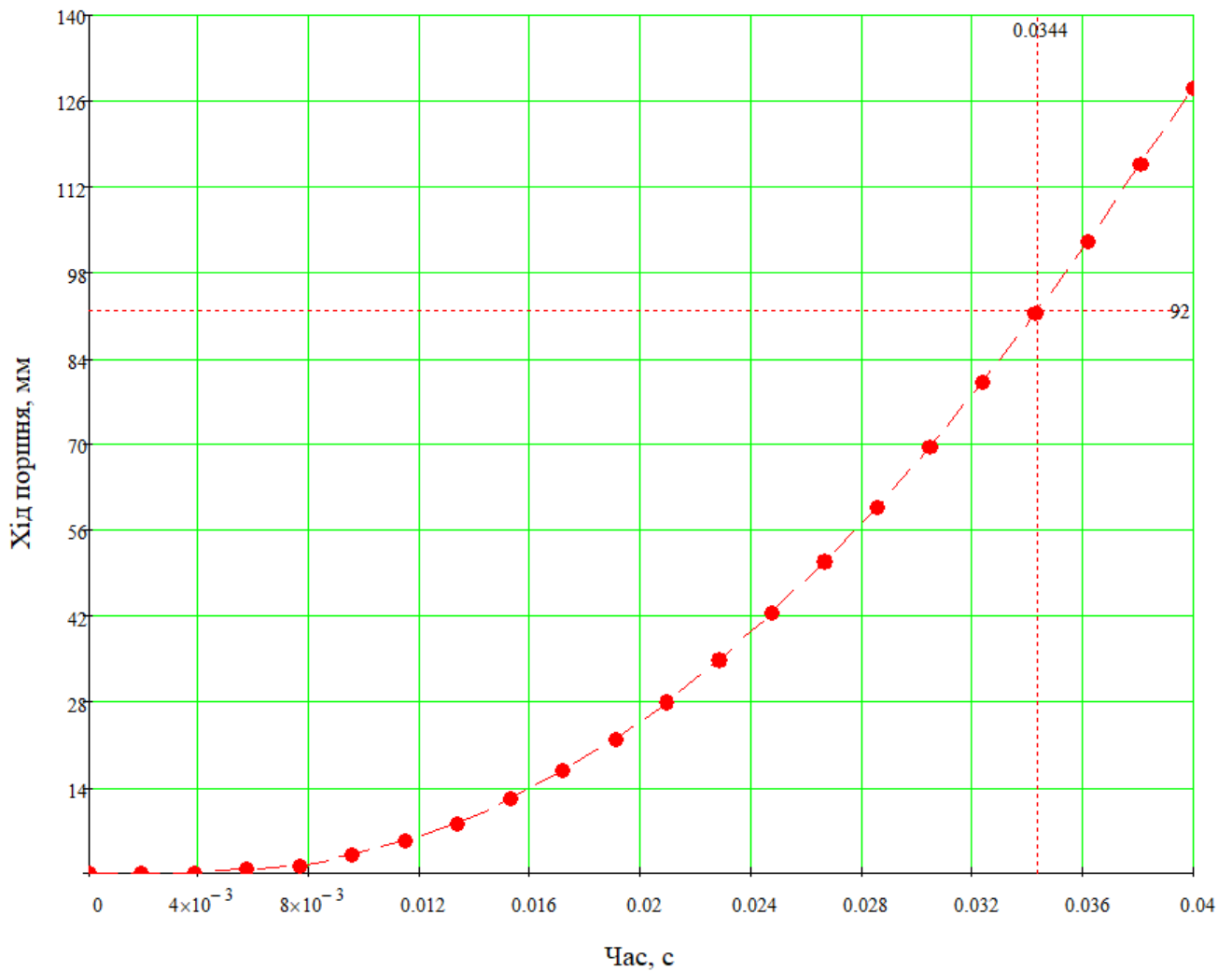


Рис 2.9 – Хід поршня

Отже передударна швидкість становить 7,6 м/с.

Тоді енергія одиничного удару складе, Дж

$$E = \frac{mv^2}{2} = \frac{4.277 \cdot 7.6^2}{2} = 123.5 \quad (2.3)$$

На основі паспортних даних значення робочих характеристик занурного пневмоударника П-110 децю інше: енергія удару 96,3 Дж;

Різниця становить 22 %.

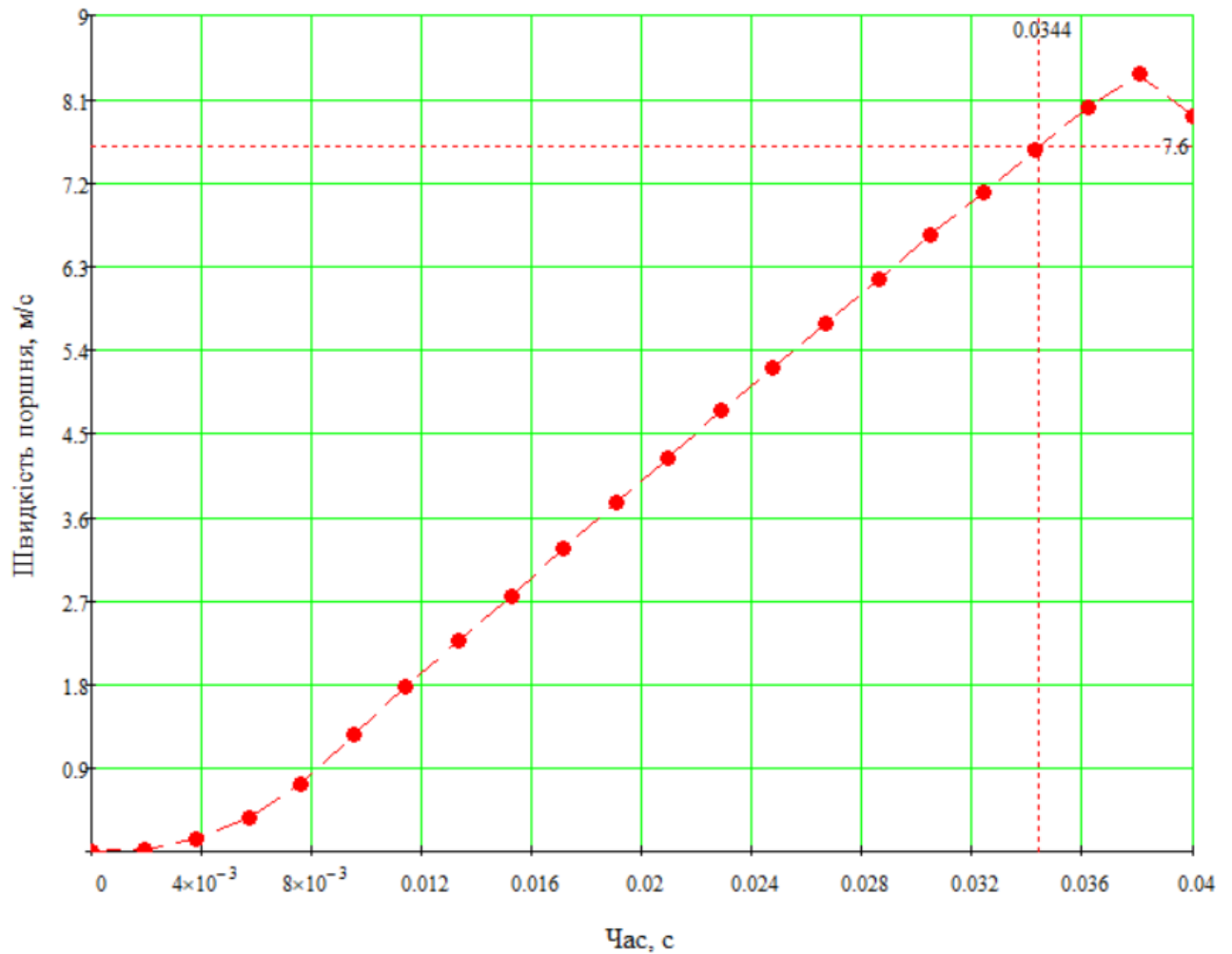


Рис 2.10 – Швидкість руху поршня

У роботі [20] наведено математичну модель, що описує рух поршня-ударника. Модель ґрунтується на наступних припущеннях:

– квазірівноважний процес, у якому повітряні камери штучно врівноважують ідеальним газом;

– процес зміни газу є адіабатичним процесом;

– нехтується втратаю енергії під час удару.

Прискорення поршня при зворотному ході:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{P_1A_1 - P_2A_2}{M} - g \cdot \cos \alpha \quad (2.4)$$

Прискорення поршня при робочому ході:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{P_2A_2 - P_1A_1}{M} + g \cdot \cos \alpha \quad (2.5)$$

де  $P_1, P_2$  – тиск передньої та задньої камер відповідно,  $A_1, A_2$  – ефективна робоча площа передньої та задньої камер відповідно,  $s$  – переміщення поршня,  $t$  – час;  $M$  – маса поршня;  $g$  – прискорення сили тяжіння;  $\alpha$  – кут між прискоренням сили тяжіння та інструментом.

Зміни тиску в газовій камері:

$$\frac{dp_i}{dt} = 1.41\mu p_i \left[ \frac{A_i \frac{ds}{dt}}{V_i + A_i(X_i \pm s)} - \frac{dm}{dt} \cdot m^{-1} \right] \quad (2.6)$$

$$0.1 \text{ МПа} \leq p_i \leq p_n \quad (2.7)$$

де  $\mu$  – адіабатичний коефіцієнт;  $s$  – переміщення поршня;  $V_i$  – об'єм кожної камери;  $X_i$  – площа поперечного перерізу кожної камери;  $dm/dt$  – початкова довжина газорозподілу кожної камери;  $p_n$  – масова витрата газу в одиницю часу; тиск повітря, що подається повітряним компресором.

Для розрахунку масової швидкості потоку газу в камері до і після входу або випуску використовується стандартне рівняння потоку через отвір для швидкості звуку та дозвукової швидкості, що визначається співвідношенням  $P_i / P_j$

коли  $(P_i / P_j) > 0,5283$

$$m = 0.15478\eta A p_j \sqrt{\frac{1}{T_o} \left( \frac{p_i}{p_j} \right)^{2/k} - \left( \frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (2.8)$$

$$\frac{dm}{dt} = 0.15478\eta A_i \times \frac{P_i}{\sqrt{T_o} \times dt} \quad (2.9)$$

коли  $0,5283 < (P_i / P_j) < 1$

$$\frac{dm}{dt} = 0.405\eta A_i \times \frac{P_i}{\sqrt{T_o} \times dt} \quad (2.10)$$

де  $P_i, P_j$  — абсолютний тиск газу в передній повітряній камері та задній повітряній камері;  $\eta$  – коефіцієнт потоку.  $T_o$  – абсолютна температура повітряної камери;  $R$  – постійна повітря;  $K$  – показник адіабати.

На основі наведеної математичної моделі встановлено значення робочих характеристик занурного пневмоударника на прикладі занурного пневмоударника

П-110. Тиск повітря у шахтній мережі 0,5 МПа. Миттєва швидкість поршня перед зіткненням та інші робочі параметри (енергія удару, частота та витрата газу) розраховуються на основі умов експлуатації. Результати розрахунків наведені в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1 - Робочі характеристики занурного пневмоударника

Робочі характеристики	Значення
Кінцева швидкість удару (м/с)	7,6
Енергія удару (Дж)	96,3
Частота (Гц)	25,17
Споживання газу (м <sup>3</sup> /хв)	12,65

Таким, чином результати моделювання краще співпадають з паспортними даними занурного пневмоударника і можуть бути використані у подальшому дослідженні.

### 2.3. Методика дослідження удару поршня –ударника на основі комп’ютерної моделі

Метою дослідження є визначення напружень, що виникають у матеріалі поршня-ударника занурного пневмоударника. У якості початкових параметрів використовується твердотільна модель поршня та результати розрахунку параметрів занурного пневмоударника.

Щільність матеріалу 7800 кг/м<sup>3</sup>. модуль пружності  $2.11 \times 10^{11}$ . коефіцієнт Пуассона 0.3. межа текучості 1292 МПа.

Дослідження проводиться за допомогою модуля SolidWorks Simulation. тип задачі – DropTest (тестування від падіння).

Створення дослідження у SolidWorks Simulation

4. Побудувати твердотільну модель поршня-ударника.
5. Створити нове дослідження. Для цього під’єднати модуль Simulation (якщо він не був під’єднаний). На стрічці обрати вкладку Simulation та натиснути NewStudy. У розділі Specialized Simulation обрати тип задачі DropTest (рис 2.11);

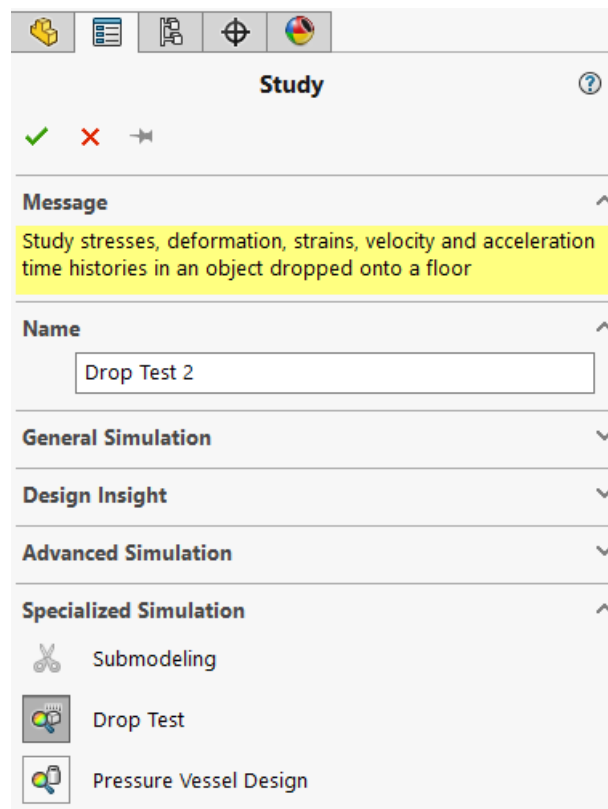


Рис 2.11 – Тип дослідження

6. Встановити матеріал поршня-ударника. Для цього у дереві розрахунку обрати правою кнопкою миші першу гілку з назвою деталі та у контекстному меню обрати пункт Apply/Edit Material. і у вікні Material обрати матеріал Легована сталь. що відповідає матеріалу реального поршня-ударника (рис 2.12).

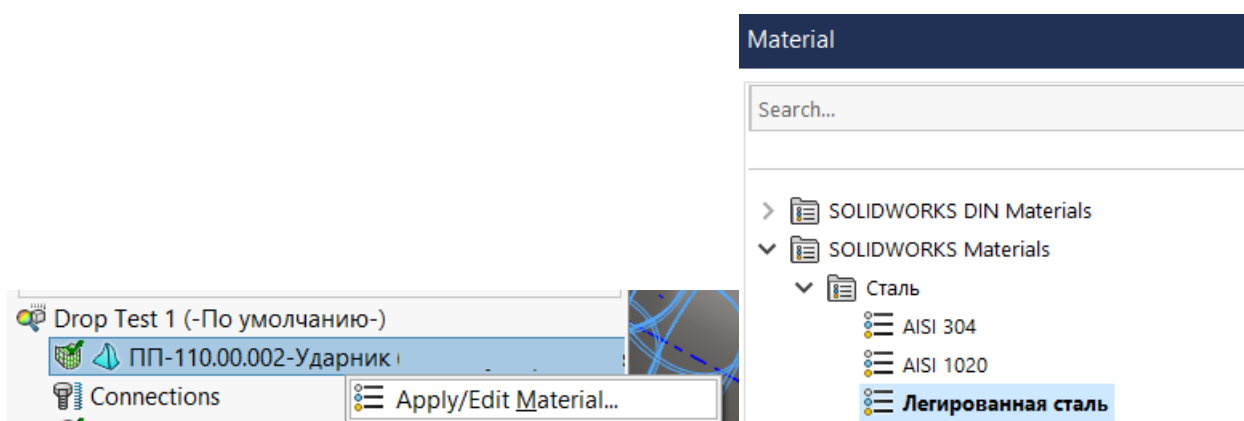


Рис 2.12 – Матеріал

7. Встановлення граничних умов дослідження. Для цього у Дереві розрахунку правою кнопкою миші обрати гілку Setup та у контекстному меню пункт

Define/Edit. У розділі Specify обрати пункт Velocity at impact. у розділі Velocity at impact встановити значення переударної швидкості. та визначити напрям вектору швидкості. обравши поверхню поршня. що перпендикулярна його осі. У розділі Gravity визначити напрям вектору сили тяжіння. обравши поверхню поршня. що перпендикулярна його осі. Причому вектори швидкості та сили тяжіння мають бути спрямовані однаково (рис 2.13).

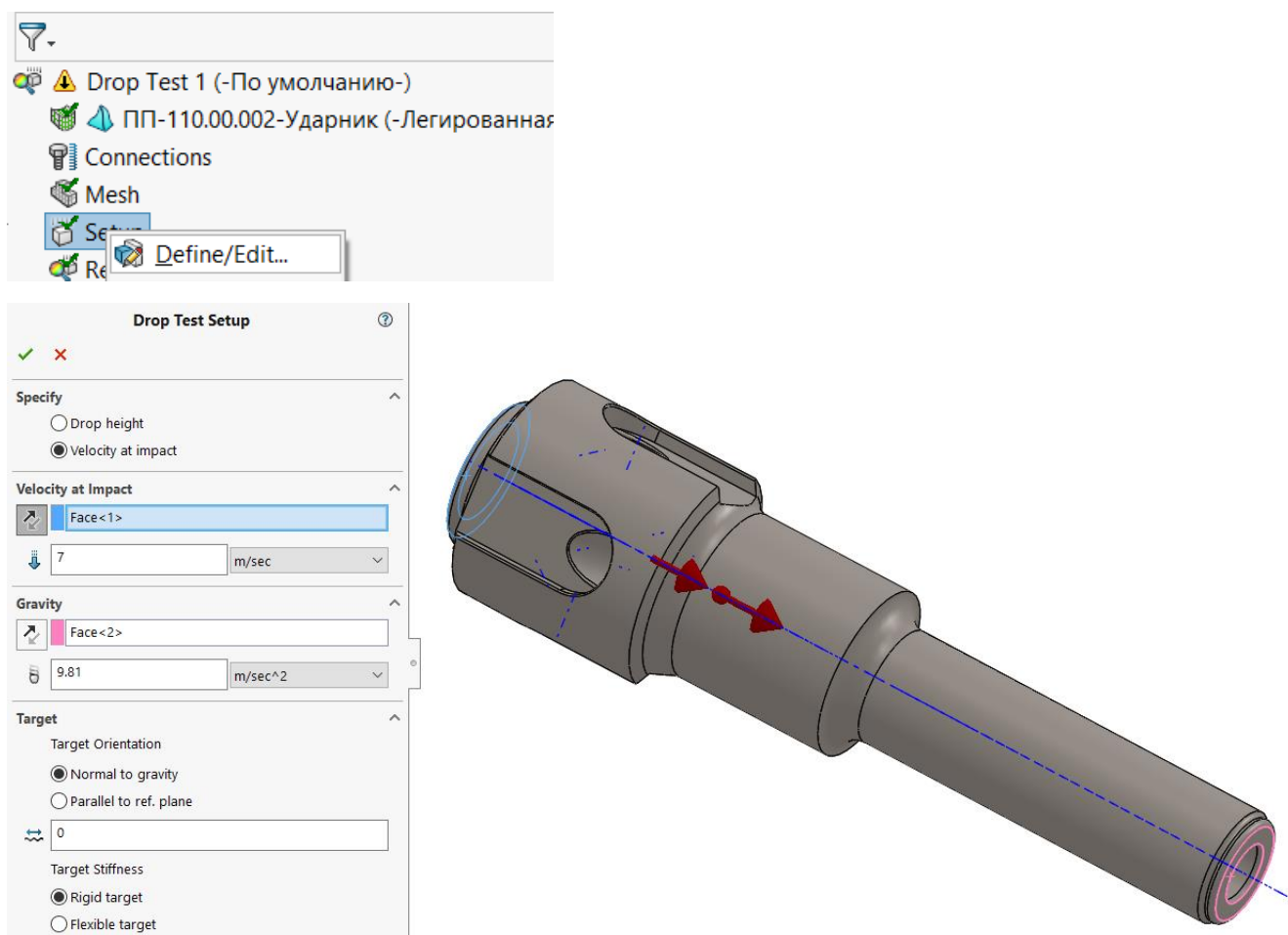


Рис 2.13 – Сила, що діє на поршень

- Визначити параметри результатів. Для цього у Дереві розрахунку правою кнопкою миші обрати гілку Result Options у контекстному меню обрати пункт Define/Edit. Для покращення відображення результатів моделювання у розділі Save Result у полі No. Of Plots встановити 100 діаграм (рис 21.4).



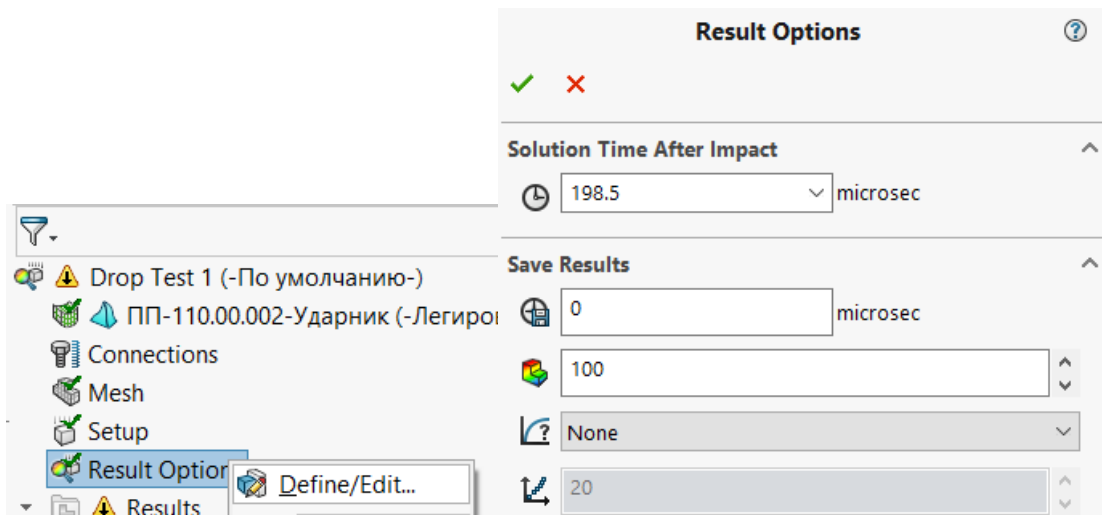
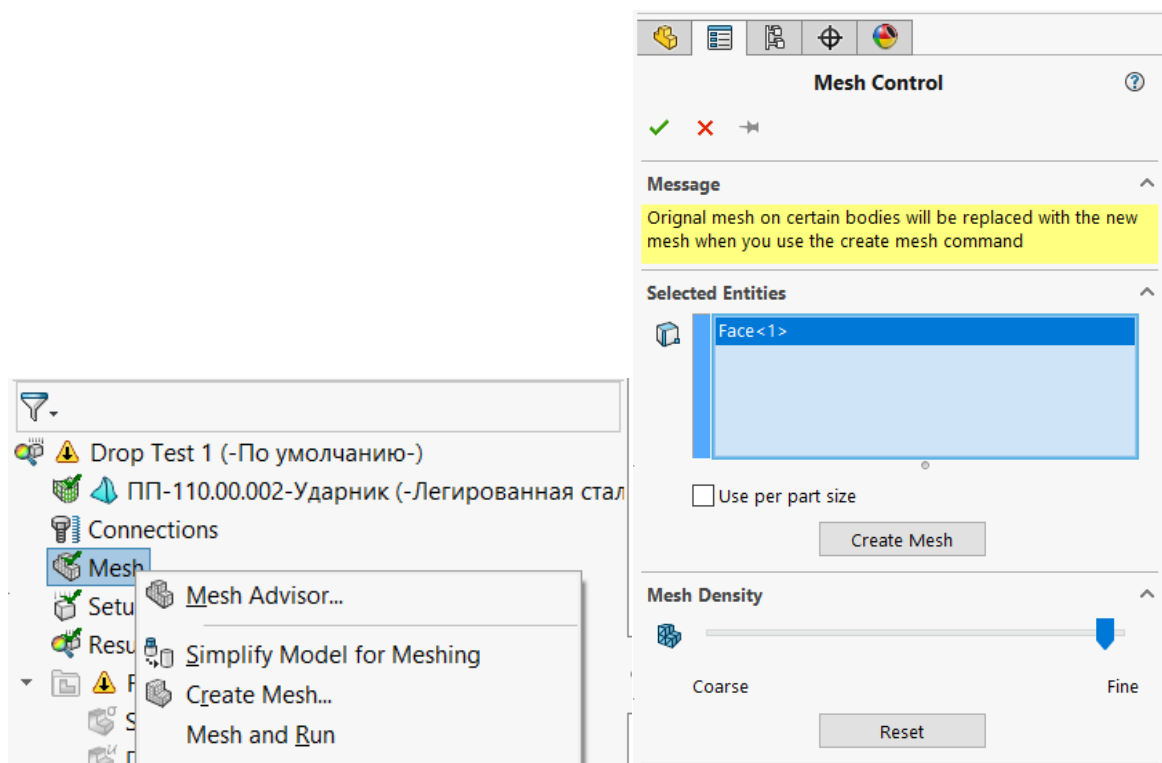


Рис 2.14 – Параметри дослідження

9. Задати параметри скінчено-елементної сітки. Причому при створенні сітки буде використано локальне зменшення комірок сітки.

6.1. Для цього у Дереві розрахунку обрати правою кнопкою миші гілку Mesh і у контекстному меню обрати пункт Mesh Control. У Менеджері властивостей локального зменшення сітки у полі Selected Entities обрати скруглення на моделі поршня ударника (рис 2.15) та встановити розмір комірок сітки рівним 2 мм.



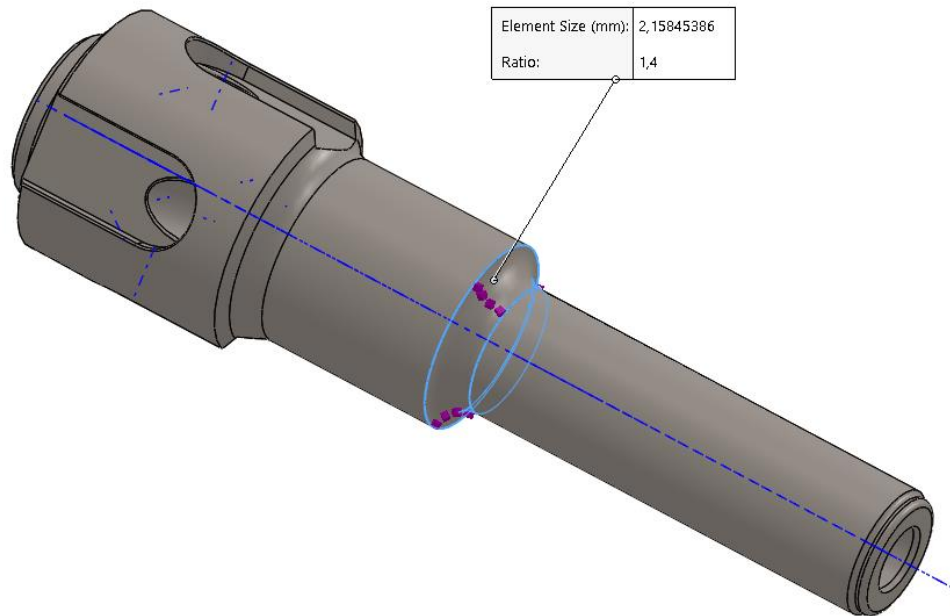


Рис 2.15 – Елемент керування сіткою

6.2. Далі побудувати основну сітку. Для цього обрати правою кнопкою миші гілку Mesh і у контекстному меню обрати пункт Create Mesh. У Менеджері властивостей сітки обрати Standart Mesh з розміром комірок 6 мм і натиснути Ок. Сітку буде побудовано (рис 2.16).

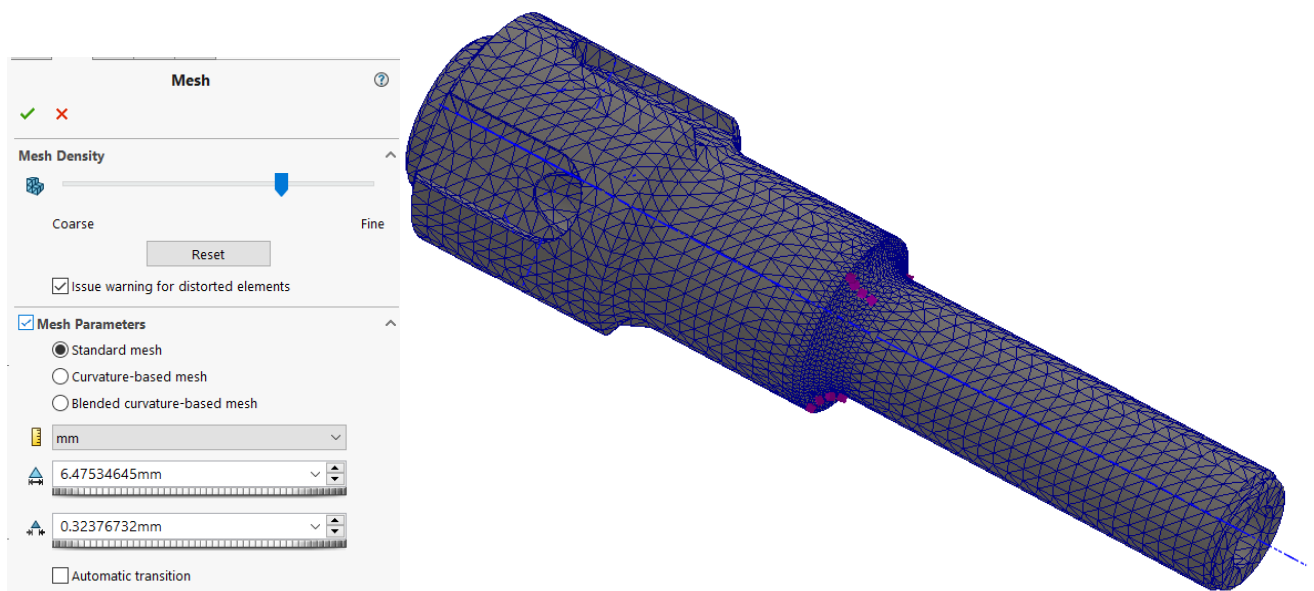


Рис 2.16 – Властивості сітки

7. На стрічці обрати інструмент Run this study і запустити розрахунок.

## 2.4. Методика удосконалення форми поршня-ударника

Метою удосконалення форми поршня-ударника є зниження напружень у матеріалі під час удару по хвостовику.

Концентрацією напружень є різке зростання напружень у місцях різкої зміни форми деталі. Зазвичай таке відбувається у районі внутрішніх кутів, витоків, отворів, канавок тощо. У таких місцях концентрації напружень несправедлива гіпотеза пласких перерізів та формули опору матеріалів непридатні. Напруження у таких місцях поблизу концентраторів напруження визначаються методами теорії пружності або експериментально (методами комп'ютерного моделювання, фотопружності, голографічної інтерферометрії, тензометрії, муарових смуг та ін.) [9, 18].

Концентратори напружень у сукупності з дією підвищених навантажень сприяють утворенню тріщин у деталях машин. За рахунок оптимізації геометричних параметрів деталей можна підвищити ресурс деталей, що працюють в умовах впливу змінних навантажень. До таких способів оптимізації можна віднести створення розвантажувальних канавок, заокруглення кутів переходу, зміщення концентраторів менш навантажених ділянок деталі і т.п [9, 18].

Особливістю багатьох концентраторів напружень в деталях є те, що вони розташовані на ділянках технологічних переходів, в яких якраз і виникають пікові напруги [9, 18].

Приклади концентраторів напружень в техніці [9, 18]:

- проточки (наприклад, різьбові);
- гострі кути;
- з'єднання з натягом;
- шпонкові пази;
- переходи між ділянками з різним діаметром на валах;
- отвори;
- зварні шви;
- дефекти поверхні.

Джерелами концентрації напружень на валах та осях є ділянки переходу форми, а також умови монтажу інших деталей - ступінчасті переходи, шліци, шпонкові пази, різьбові ділянки, поперечні отвори, проточки, напресування або затискач деталей тощо. Таким чином, концентрація напружень визначається деталями, які кріпляться на вал або вісь та розміщенням опор [9, 18].

Концентрацію напружень оцінюють за допомогою теоретичного коефіцієнта концентрації, який дорівнює відношенню максимального місцевого напруження до номінального напруження, яке визначають за формулами опору матеріалів за відсутності концентраторів напруження. Очевидно, що теоретичний коефіцієнт концентрації напруження завжди більше одиниці. Він залежить тільки від геометрії деталі та виду навантаження, і не залежить від властивостей матеріалу, який припускають пружним, однорідним, суцільним та ізотропним. Реальні ж метали неоднорідні за своєю будовою та поряд з пружними мають пластичні властивості [9, 18].

Коефіцієнт концентрації напружень фізично не характеризує концентрацію напружень, але дозволяє оцінити конструкцію при роботі на втому [9, 18].

Крім геометрії концентратора, ефективний коефіцієнт залежить від цілого ряду факторів: напруженого стану, виду навантаження, бази випробувань, впливу зовнішнього середовища та стану поверхневого шару [9, 18].

При цьому слід зазначити, що ефективна концентрація напружень може виявлятися у конструкції та у відсутності геометричної концентрації, це видно з наведених раніше прикладів впливу умов виробництва на ресурс [9, 18].

Таким чином, виробничі чи експлуатаційні впливи можна представити як ефективні концентратори напруги та ввести поняття технологічної концентрації напружень, як сукупності факторів, що з'являються в процесі обробки деталей і змінюють їх опір зародженню та розвитку втомного ушкодження [9, 18].

Розглянемо ряд перевірених прийомів при конструюванні деталей і вузлів машин, що піддаються знакозмінним навантаженням.

Якщо усунути концентратори напружень повністю неможливо, слід замінювати сильні концентратори помірно діючими. Наприклад, різьбові отвори,

що належать до найбільш сильних концентраторів, доцільно замінювати гладкими отворами, негативний ефект яких менший і може бути ослаблений рядом заходів [9, 18].

Концентратори слід видаляти з найбільш напружених ділянок деталі та переносити, якщо це допускає конструкція, до зони найменшої напруженості. З метою зменшення номінального напруження доцільно збільшувати переріз деталі на ділянках розташування концентраторів [9, 18].

Наступним прийомом зменшення концентрації напружень є зміна конструкції деталей. При створенні конструкції деталі найефективніший прийом для зменшення цього шкідливого чинника – уникати його розробки конструкції [9, 18].

Усунення місцевих стрибків напруження, що виникають у точках докладання зосереджених навантажень, як у циклічно навантажених деталях, так і в деталях з постійним навантаженням – це важливе правило конструювання [9, 18].

Для деталей типу поршня-ударника є обов'язковим зняття фасок. Ефективним засобом попередження підвищених тисків кромки є округленням торцевих кромки.

Способи зниження концентрацій напружень [9, 18]

- форма елементів конструкцій повинна змінюватися плавно
- властивість матеріалів не повинна різко змінюватися
- використовуються конструктивні методи зниження напружень
- зменшення деформацій і мікротріщин поверхонь, що сполучаються (збільшення жорсткості конструкції, силова затяжка з'єднань, беззора передача крутного моменту);
- відведення теплоти, що виділяється при мікрозміщенні (застосування прокладок з теплопровідних матеріалів, а в з'єднаннях, що працюють з зазорами, - введення охолоджувального масла);
- установка між контактними поверхнями проміжних бронзових або латунних втулок;
- застосування розділових покриттів (фосфатування, обміднення тощо);

- введення твердих мастил на основі дисульфиду молібдену, колоїдального графіту та ін;
- створення в поверхневих шарах структур, стійких проти корозії та зварювання, за допомогою сульфідкування, силікування, селенування та ін.
- концентрацію напружень у вхідних кутах ступінчастих деталей, наприклад ступінчастих валів, можна значно знизити раціональною формою сполучення сходів.
- гострі вхідні кути на ділянках переходу діаметрів валу, канавки для виходу шліфувального кола, шпонкові та шліцеві пази, прямокутні перерізи самих валів – викликають різку концентрацію напружень.
- найчастіше зниження концентрації напруг на ділянках переходу вводять галтелі і бажано з умовою рівномірності.

Приклади зменшення концентрації напружень наведені на рис 2.17. [9, 18].

Рис. 2.17 а. Розміри радіуса  $r$  і перепаду діаметрів  $d$  і  $D$  при встановленні підшипників регламентуються такими рекомендованими співвідношеннями:  $h/r=3$ ,  $r/d=0,02\dots0,04$  (для підшипників),  $r/d=0,03\dots0,06$  (Для втулок), з урахуванням розмірів фасок на кільцях; ефективні коефіцієнти концентрації напруг\* вигину та кручення  $k=2,0\dots2,3$  для сталі  $\sigma=600\dots1000$  МПа.

Для валів з легованих сталей із співвідношенням  $D/d=1,4$  значення ефективного коефіцієнта концентрації напруги дорівнює  $k=1,6\dots3,2$  при відповідному співвідношенні  $r/d=0,011\dots0,028$ .

Рис 2.17 б. З урахуванням того, що виконання жолобників зменшує ресурс шліфувальних кіл та ускладнює обробку, рекомендовано робити виточки для виходу кола з найбільшими можливими закругленнями.

Рис. 2.17 в та 2.17 г. Для напружених валів рекомендовано застосовувати жолобники з еліптичним контуром або окреслені різними радіусами. Такий підхід дозволяє зробити більш рівномірним розподіл напруги вздовж лінії переходу валу.

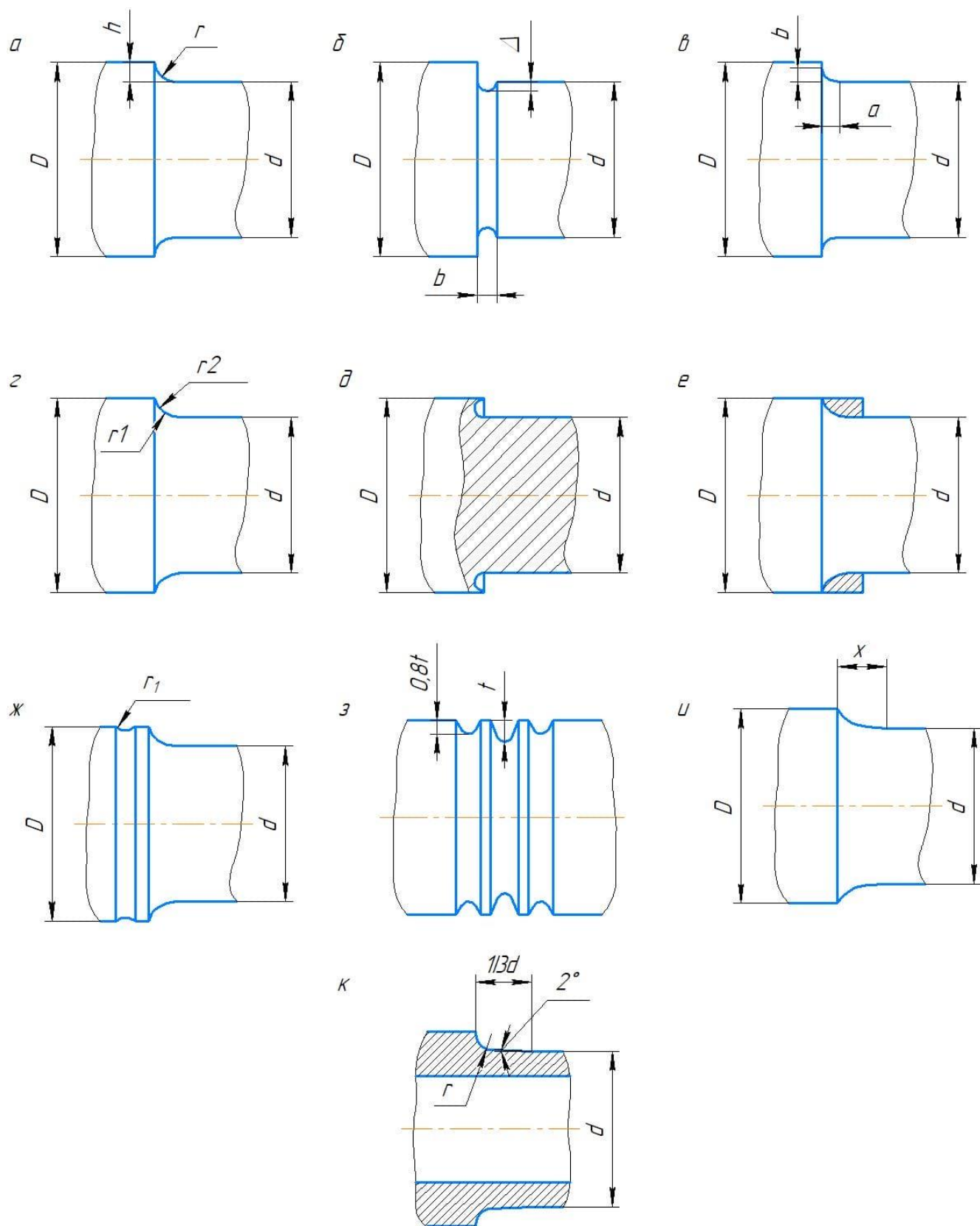


Рис 2.17 – Заходи зниження концентрації напружень [9, 18]

Рис. 2.17 д. Для зменшення протяжності жолобника в ряді конструктивних виконань використовують жолобник з поднутренням ділянки валу на більшому діаметрі. Однак такий підхід ускладнює технологію виготовлення деталей.

Рис. 2.17 е. Іноді, за наявності протяжної жолобника на валу, для поліпшення умов монтажу підшипників і коліс використовують проміжне упорне кільце, внутрішня поверхня якого повторює контур жолобника.

Рис. 2.17 ж та 2.17 з. Іноді ефективним є застосування розвантажувальних кільцевих канавок на шаблі більшого діаметра. Застосування таких канавок знижує навантаження перерізаних волокон. Крім того, застосування канавок, що розвантажують, глибиною 0,8 від глибини основної канавки, за прикладом рис. 3 ж дозволяє знизити напруги в околиці основної канавки на 20%.

Рис 2.17 и. Для валів, які мають можливість збільшення довжини перехідних ділянок вдається домогтися оптимальних параметрів жолобника — при довжині ділянки переходу , що дорівнює діаметру значення коефіцієнтів концентрації напруги при вигині  $k$  і крутінні  $k$  прагнуть до одиниці.

Рис 2.17 к. Для порожнистих валів рекомендовано конусну перехідну ділянку з кутом конуса 4, довжиною  $d/3$  і галтель  $r/d=0,05$ .

Для визначення коефіцієнту концентрації напружень потрібно визначити напруження деталі без концентраторів. Для поршня-ударника такою деталлю є прости циліндр такої ж маси. Діаметр і довжина визначаються виходячі зі щільності сталі та об'єму.

Прошень-ударник має мінімальний діаметр 43 мм , максимальний діаметр 82 мм, довжина 312 мм.

Тотожний циліндр повинен мати нас наступний об'єм,  $m^3$

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{4,277}{7800} = 5,48 \cdot 10^{-4} \quad (2.5)$$

З іншого боку

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h \quad (2.6)$$

Звідси



$$D^2 h = \frac{4V}{\pi} \quad (2.7)$$

Прийmemo діаметр тотожного циліндру як середнє арифметичне максимального та мінімального діаметрів поршня  $0,5(82+43) = 62,5$ , тоді потрібна довжина складе, м

$$h = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 5.48 \cdot 10^{-4}}{\pi 0.0625^2} = 0.179 \quad (2.8)$$

Таким чином методика удосконалення форма поршня-ударника буде мати наступні кроки:

1. За результатами попередніх досліджень встановлюється значення максимального напруження та область його розташування. Визначаються можливі концентратори напружень.
2. Проводиться дослідження тотожного циліндра та визначається максимальне напруження у тотожній деталі без концентраторів напруження;
3. Визначається первинне значення коефіцієнту концентрації напружень;
4. Визначаються межі зміни форма поршня-ударника, які дозволяють не порушити режим роботи пневмоударника;
5. Визначаються можливі заходи зниження концентрації напружень шляхом застосування більш плавних переходів між перетинами різних діаметрів та застосування заокруглень. Для кожного заходу визначається коефіцієнт концентрації напружень;
6. Обираються заходи, що дозволяють максимально знизити коефіцієнт концентрації напружень і остаточно визначається форма поршня-ударника.

## Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи та покращити поточну та втомну міцність поршня-ударника за рахунок обґрунтування раціональної форми поршня;
2. Розроблено методику та визначено передударну швидкість поршня-ударника занурного пневмоударника П-110. Використані методи комп'ютерного та аналітичного моделювання. Результаті застосування цих методів тотожні. Передударна швидкість поршня-ударника становить 7,6 м/с.
3. Розроблено методику визначення напружень, які виникають у матеріалі поршня-ударника при ударі по хвостовику інструменту за допомогою комп'ютерного моделювання. Моделювання здійснюється за допомогою модуля SolidWorks Simulation, тип задачі Drop Test;
4. Розроблено методику удосконалення форми поршня-ударника та зниження концентрації напружень у його матеріалі. Визначення ефективності заходів проводиться за допомогою коефіцієнта концентрації напружень. Для його визначення визначено розміри тотодної деталі без концентраторів напружень. Деталь типу циліндр з діаметром 62,5 мм і довжиною 179 мм з такого ж матеріалу. Розроблено заходи зниження концентрації напружень на основі відомих прийомів.

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАПРУЖЕНЬ У МАТЕРІАЛІ ПОРШНЯ-УДАРНИКА

#### 3.1. Результати розрахунку ударного навантаження поршня-ударника

У відповідності із розробленою методикою проведено комп'ютерне моделювання ударного навантаження поршня-ударника. Хвиля напруження у матеріалі поршня-ударника розрахована за допомогою моделі кінцевих елементів. у результаті визначено місця та значення максимальних напружень у матеріалі поршня.

Для точного визначення напруження у конкретних точках було додано низку датчиків.

Результати моделювання наведено на рис 3.1.

У результаті дослідження встановлено, що максимальне напруження становить 767,6 МПа. Також встановлено місця концентрації напружень у поршні-ударнику (рис 3.1):

- перехід зовнішній 1 (рис 3.1), напруження 744,5 МПа;
- торець поршня 2 (рис 3.1 в), напруження 691 МПа;
- перехід внутрішній 3 (рис 3.1), напруження 767,6 МПа;

Як і було відзначено раніше (п.п.2.4) місцем найбільшої концентрації напружень є гострі кути переходу та місця переходу віж одного перетину до іншого.

У подальшому дослідження проводитемиться для місць 1 та 3. Місце 2 є торцевою поверхнею, яка безпосередньо наносить удар по інструменту і можливість зміни форми тут відсутня.

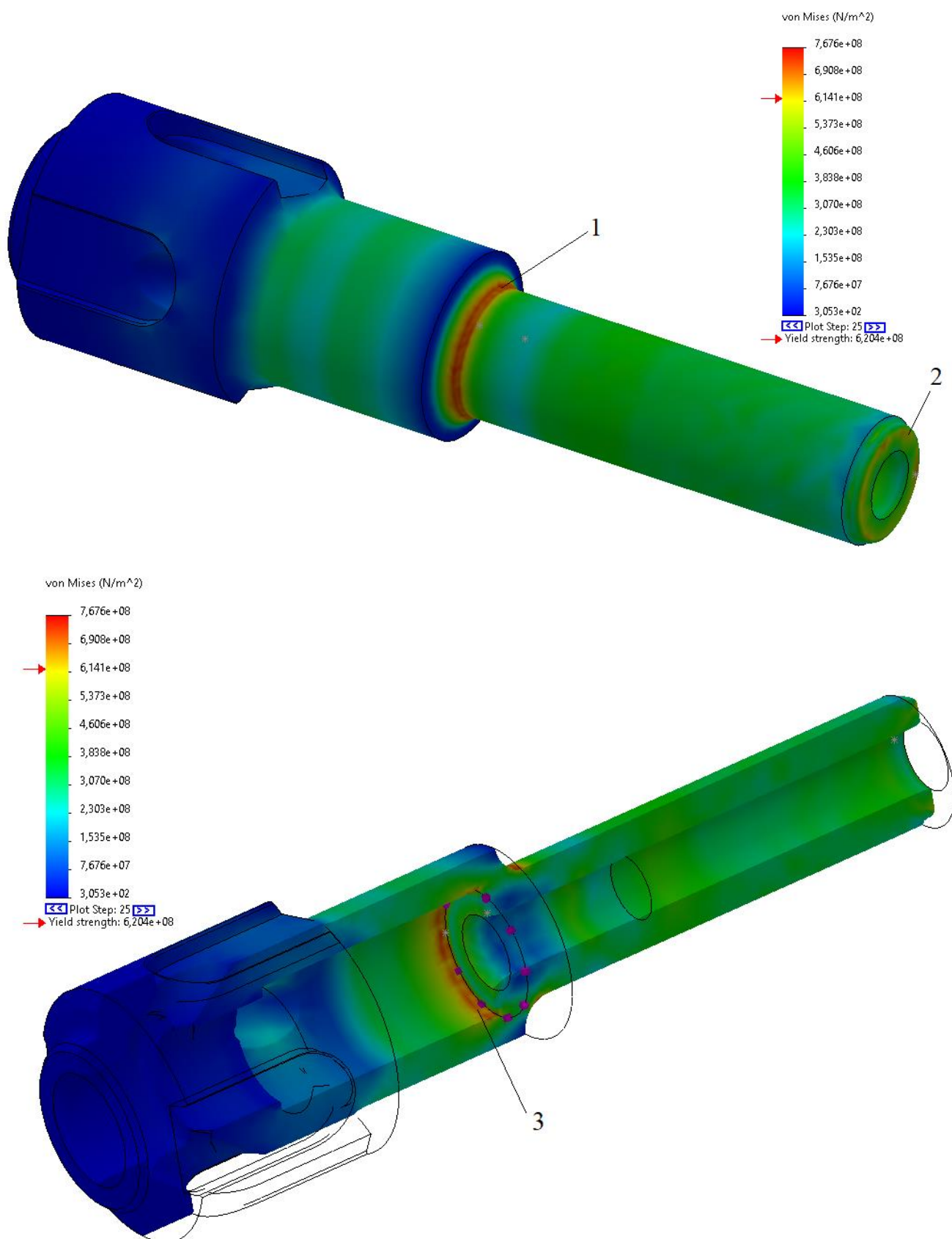


Рис 3.1 - Результат моделювання при швидкості удару 7,6 м/с

### 3.2. Дослідження удосконалення форми поршня-ударника

Згідно з розробленою методикою, визначаємо коефіцієнт концентрації напружень. Для цього проводимо дослідження напружень від ударного навантаження для тотожної деталі без концентраторів напружень – циліндру з розмірами: діаметр 62,5 мм, довжина 179 мм. Методика проведення досліджень використовується така сама, як і для дослідження поршня-ударника (рис 3.2).

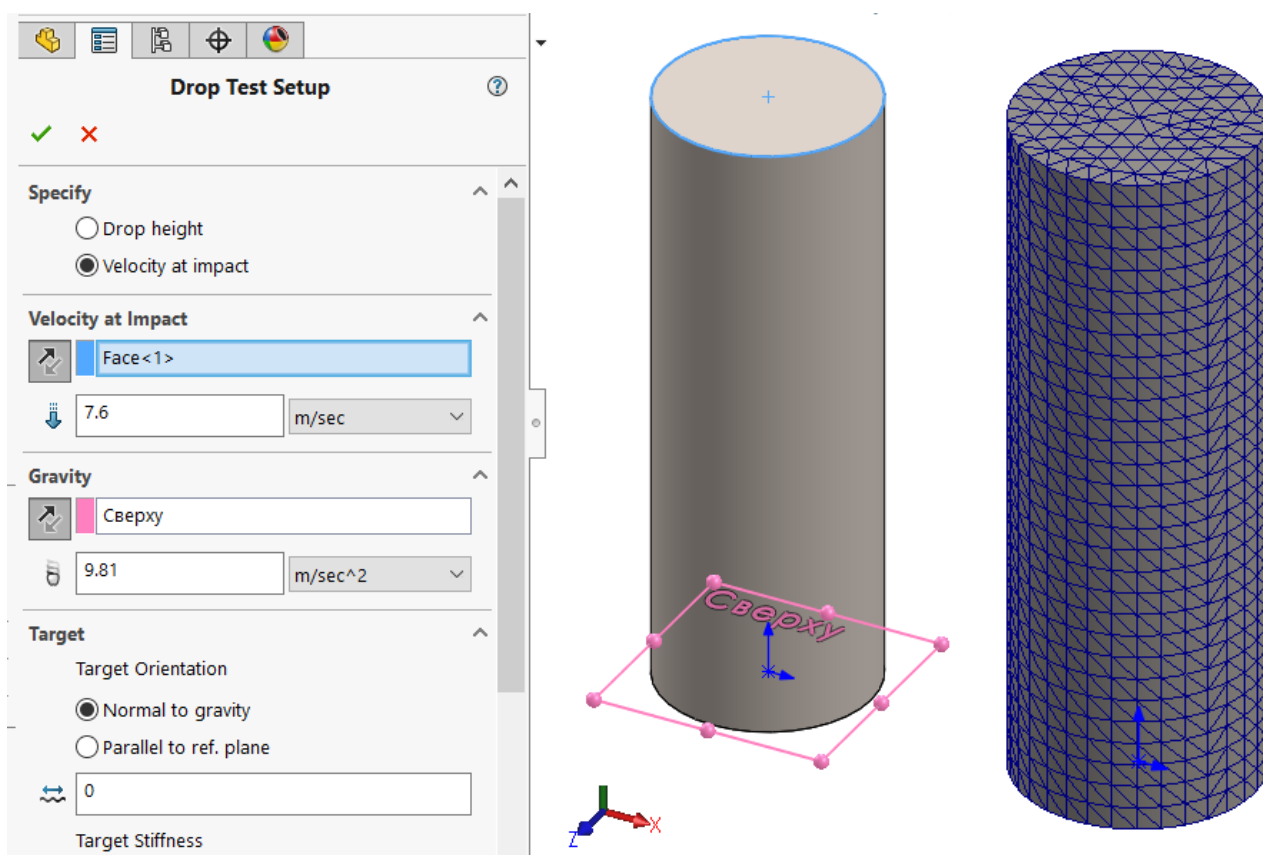


Рис 3.2 – Граничні умови та сітка для деталі без концентраторів напруження

Результат моделювання удару тотожною деталлю наведено на рис 3.3. Максимальне напруження у матеріалі становить 193.4 МПа.

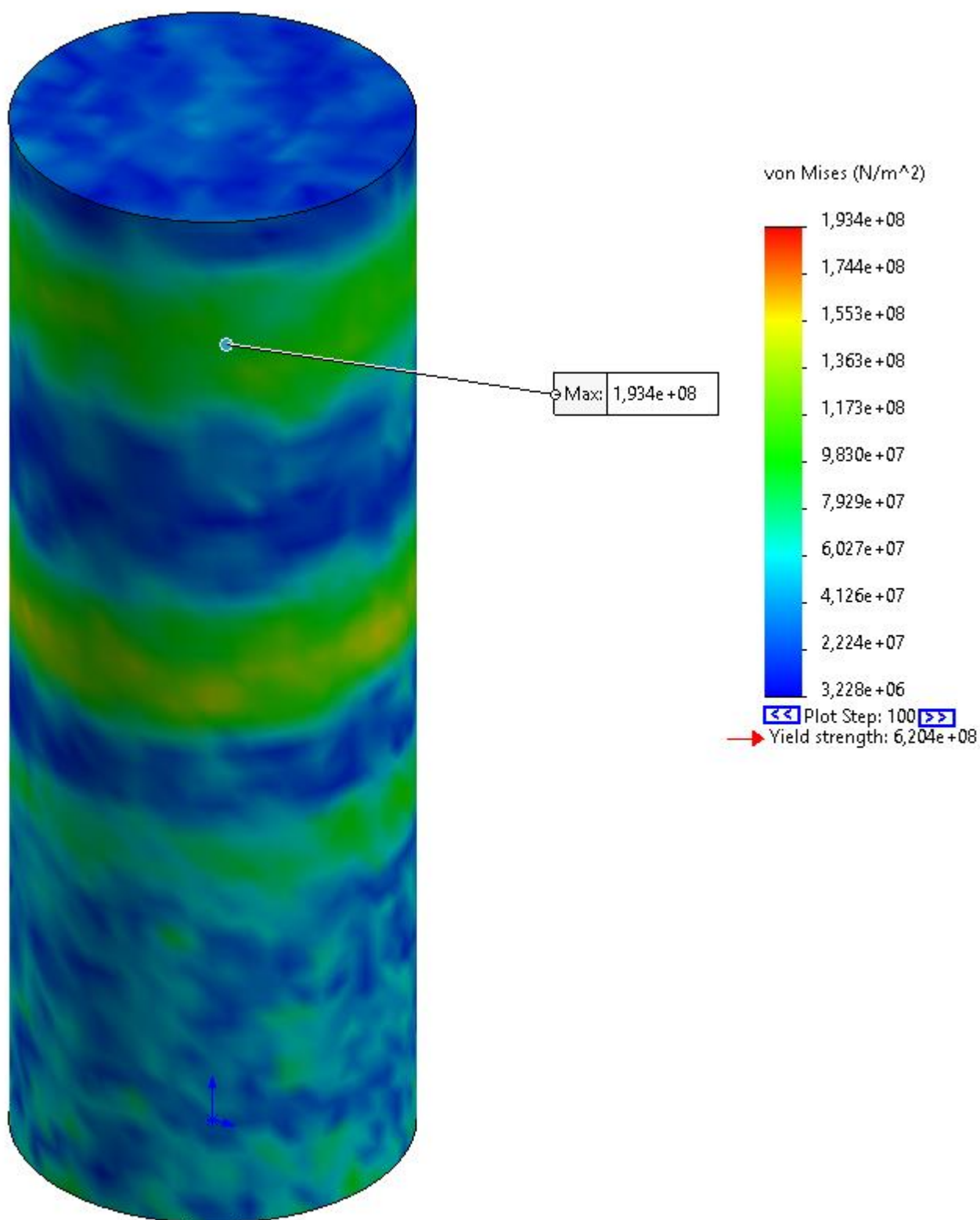


Рис 3.3 – Результат моделювання удару тотожної деталі

Визначимо коефіцієнти концентрації напружень за розробленою методикою (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт концентрації напружень

Максимальне значення напруження у точці концентрації напружень, МПа	Коефіцієнт концентрації напружень k
767,6	3,97
744,5	3,85
691	3,57

Визначимо припустимі межі зміни форми поршня-ударника для місця 1 (рис 3.4).

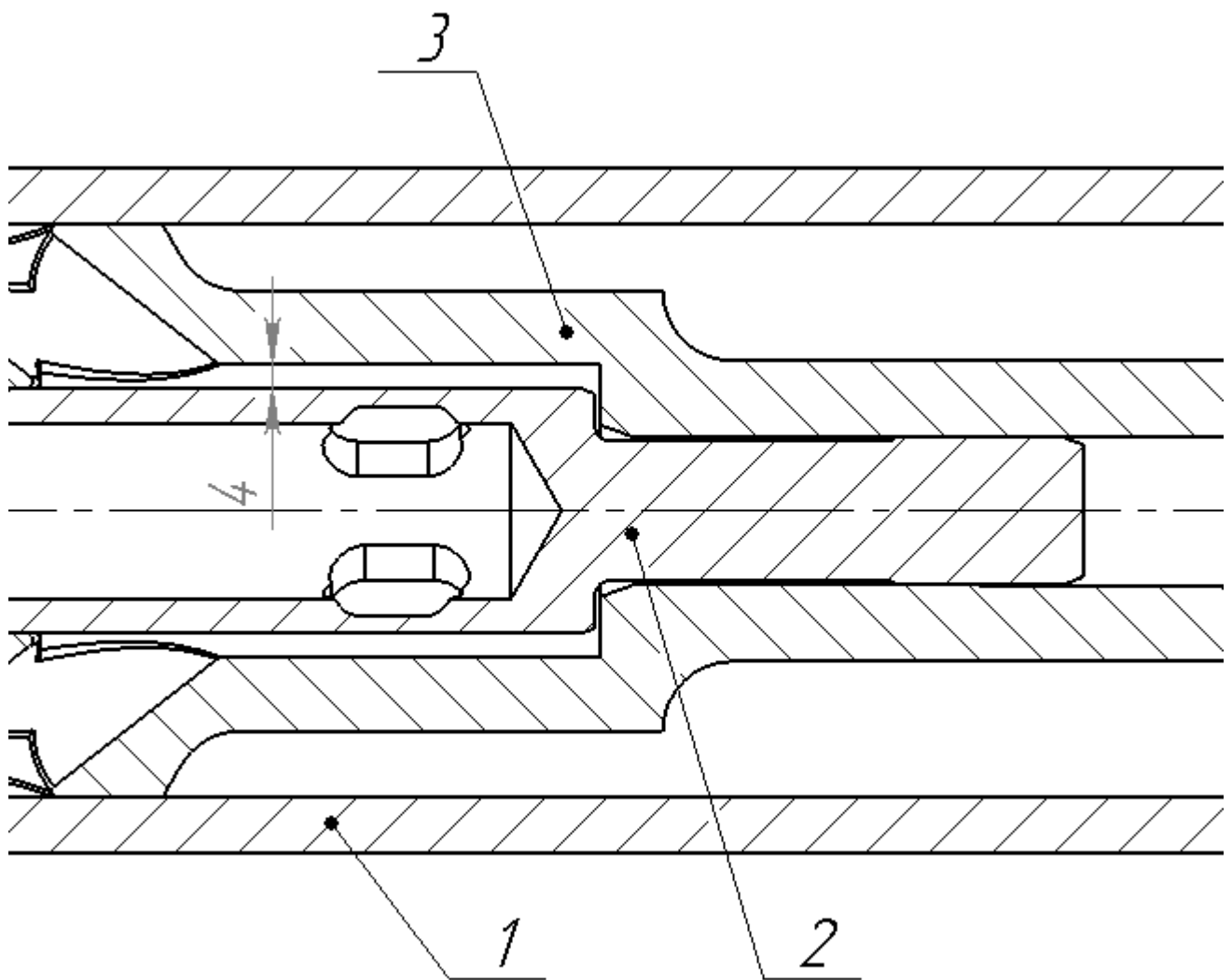


Рис 3.4 – Місце 1 з максимальним значенням коефіцієнту концентрації напружень

Проведемо дослідження впливу радіуса скруглення прямого кута переходу поверхонь у місці 1. Результати дослідження наведені у табл 3.2 та на рис 3.5.

Таблиця 3.2 – Результати дослідження Місця 1

R, мм	Напруження, МПа	Коефіцієнт концентрації напружень
0 (базове значення)	945,3	4,88
1	895,5	4,63
2	860,3	4,45
4	767,6	3,97
Бутилкоподібне скруглення	599,5	3,1

За допомогою ПКА MathCAD визначимо коефіцієнти регресії для лінійної залежності та оцінимо результат.

$$XY := \begin{pmatrix} 0 & 4.54 \\ 10 & 3.85 \\ 20 & 2.98 \\ 40 & 1.95 \end{pmatrix}$$

$$A1 := \text{regress}(XY^{(0)}, XY^{(1)}, 1) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 1 \\ 4.47 \\ -0.065 \end{pmatrix}$$

$$f1(x) := 4.47 - 0.065 \cdot x$$

Коефіцієнт кореляції

$$\text{corr}(XY^{(1)}, \overrightarrow{f1(XY^{(0)})}) = 0.994$$

Похибка апроксимації %

$$\Delta A1 := \frac{\sum_{i=0}^3 \left( \frac{|XY_{i,1} - f1(XY_{i,0})|}{XY_{i,1}} \right)}{4} \cdot 100 = 3.2$$

Встановлено, що залежність коефіцієнту концентрації напружень у Місці 1 від радіусу скруглення описується лінійною залежністю. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.994$ , а похибка апроксимації 3,2%, що є прийнятним результатом.



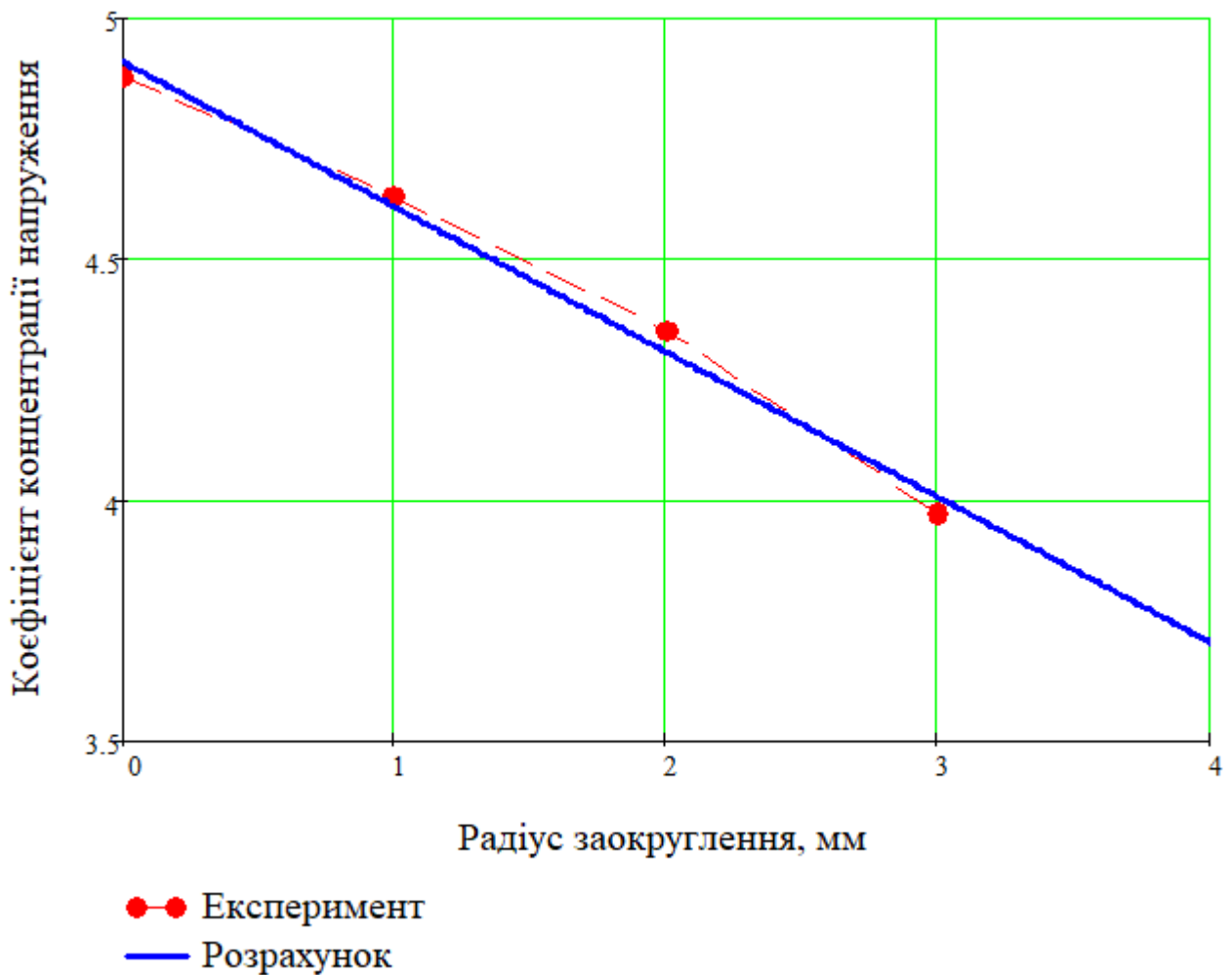


Рис 3.5 – Результати дослідження впливу радіуса скруглення у Місці 1

Додатково досліджено варіант бутилкоподібного скруглення – при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. Встановлено, що така форма дає мінімальний коефіцієнт концентрації напруження.

Визначимо припустимі межі зміни форми поршня-ударника для місця 3 (рис 3.6).

Проведемо дослідження впливу радіуса скруглення прямого кута переходу поверхонь у місці 3. Результати дослідження наведені у табл 3.3 та на рис 3.7.

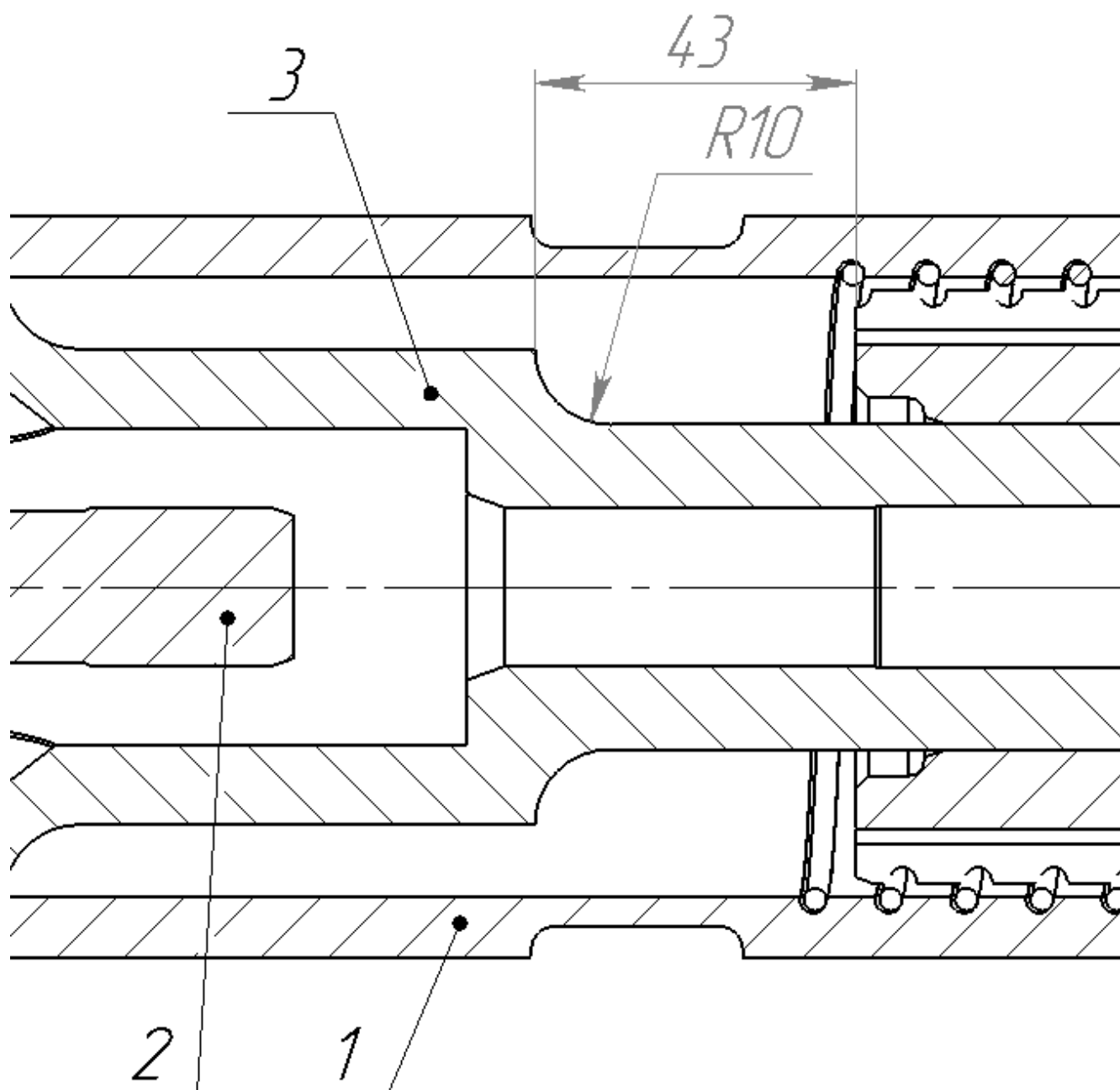


Рис 3.6 – Місце переходу перетинів

Таблиця 3.3 – Результати дослідження Місця 3

R, мм	Напруження, МПа	Коефіцієнт концентрації напружень
0	877,5	4,54
10 (базове значення)	744,5	3,85
20	498,4	2,98
40	378,1	1,95
Бутлкоподібне скруглення	229,4	1,18

За допомогою ПКА MathCAD визначимо коефіцієнти регресії для лінійної залежності та оцінимо результат.

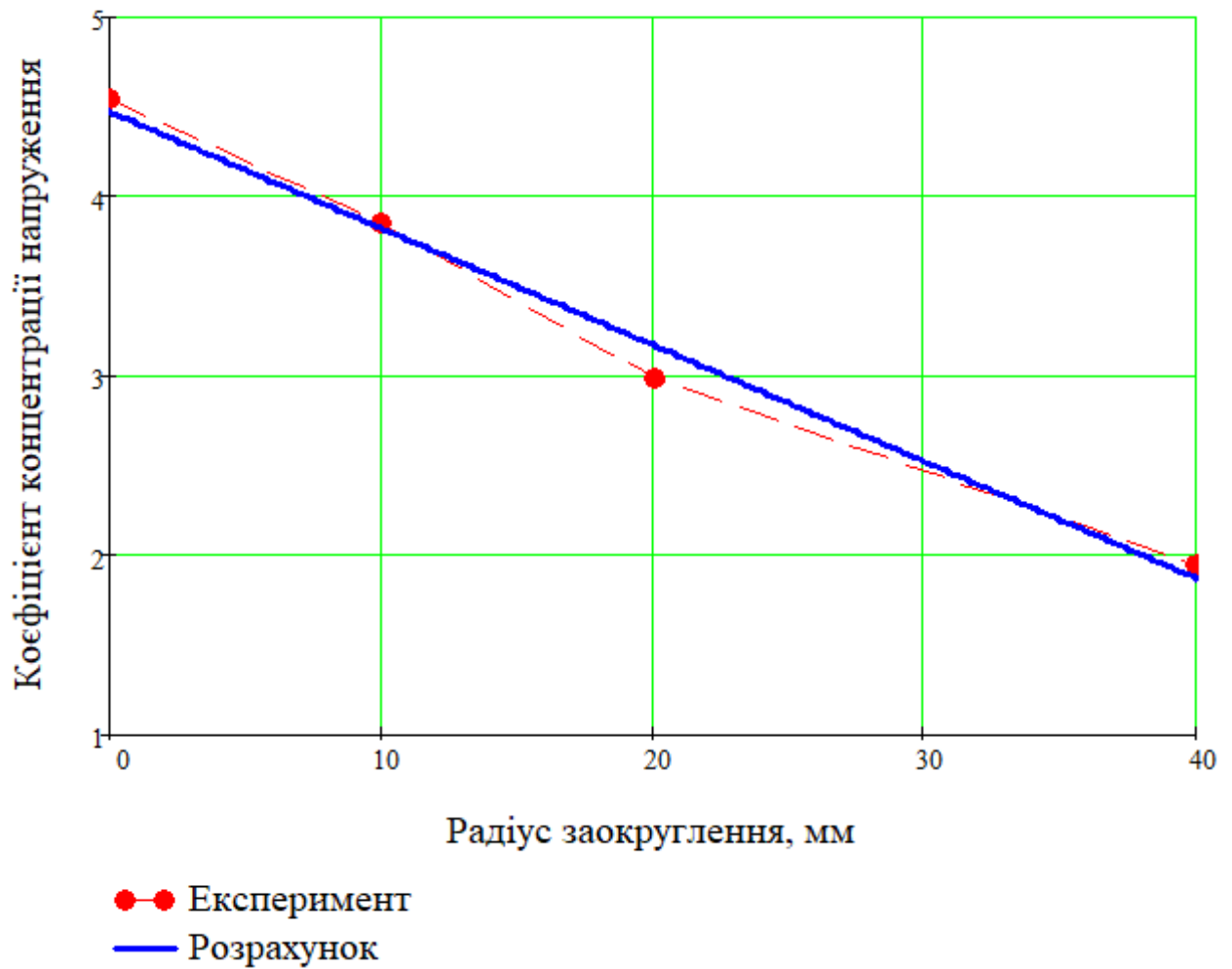


Рис 3.7 – Результати дослідження впливу радіуса скруглення у Місці 3

$$XX := \begin{pmatrix} 0 & 4.88 \\ 1 & 4.63 \\ 2 & 4.45 \\ 4 & 3.97 \end{pmatrix}$$

$$A2 := \text{regress}(XX^{(0)}, XX^{(1)}, 1) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 1 \\ 4.876 \\ -0.225 \end{pmatrix}$$

$$f2(x) := 4.876 - 0.225 \cdot x$$

Коефіцієнт кореляції

$$\text{corr}(XX^{(1)}, \overrightarrow{f2(XX^{(0)})}) = 0.999$$

Похибка апроксимації %

$$\Delta A2 := \frac{\sum_{i=0}^3 \left( \frac{|XX_{i,1} - f2(XX_{i,0})|}{XX_{i,1}} \right)}{4} \cdot 100 = 0.306$$

Встановлено, що залежність коефіцієнту концентрації напружень у Місці 1 від радіусу скруглення описується лінійною залежністю. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.999$ , а похибка апроксимації  $0,306\%$ , що є прийнятним результатом.

Додатково досліджено варіант бутилкоподібного скруглення – при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. Встановлено, що, як і у попередньому випадку, така форма дає мінімальний коефіцієнт концентрації напруження.

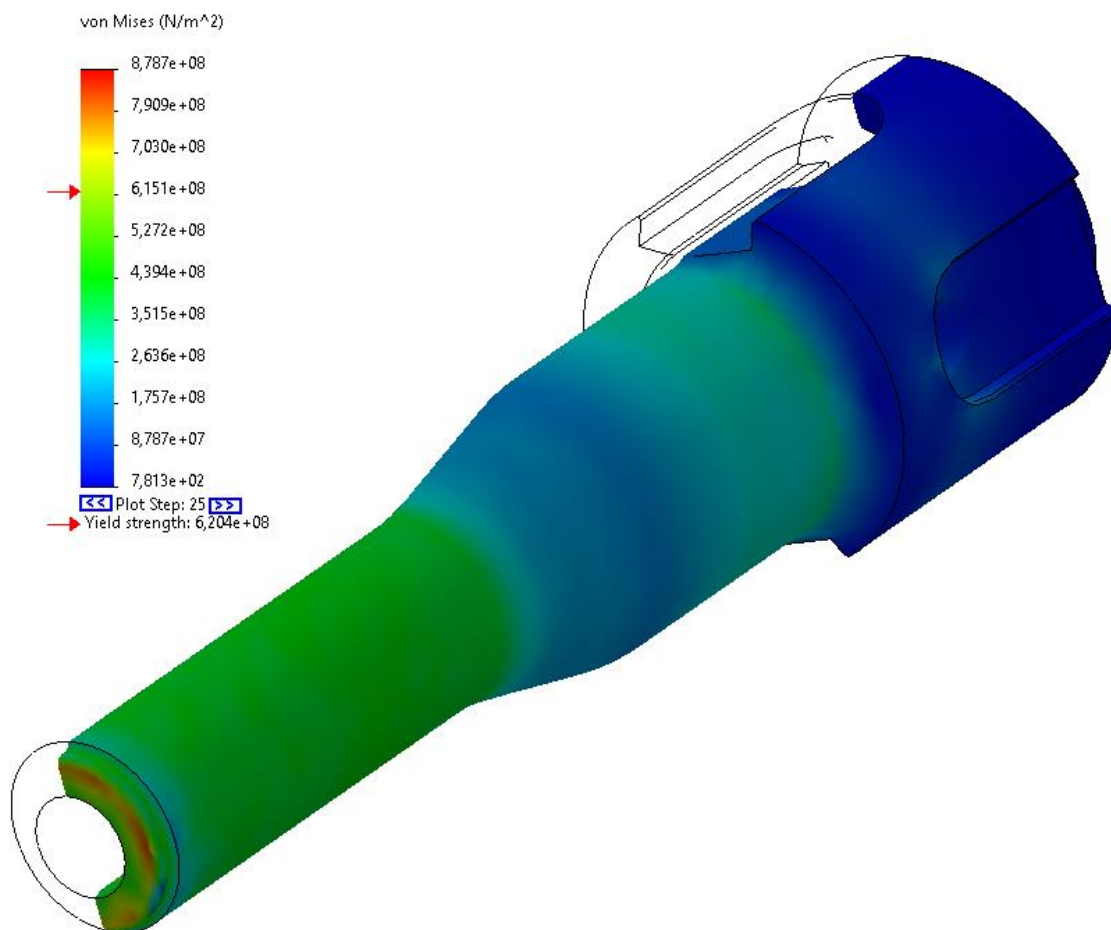
Отже задля максимального зниження коефіцієнта концентрації напруження використовуємо бутилкоподібне скруглення з максимально припустимими радіусами для обох місць концентрації напружень. Результат моделювання удару для такої конструкції наведено на рис. 3.8.

Встановлено, що коефіцієнт концентрації напруження для такої конструкції поршня-ударника для Місця 1 становитиме  $k_k = 2.09$ , а для Місця 3 -  $k_k = 1,01$ .

Таке наднормове зниження локального напруження пояснюється кумулятивним ефектом – обидва місця концентрації напружень розташовані один навпроти іншого і, відповідно, концентратори напружень впливали один на одного. Зміна форми на більш плавну без різких змін в обох місцях концентрації напружень спричинила кумулятивний ефект – напруження в обох місцях знизилася більше ніж, би воно знизилось у кожному місці окремо.

Остаточна геометрія місць 1 і 3 концентрації напружень показана на рис 3.9.

Крайні положення удосконаленого поршня-ударника показані на рис 3.10, з якого видно, що удосконалена конструкція поршня одобрю вписується у базову конструкцію занурного пневмоударника.



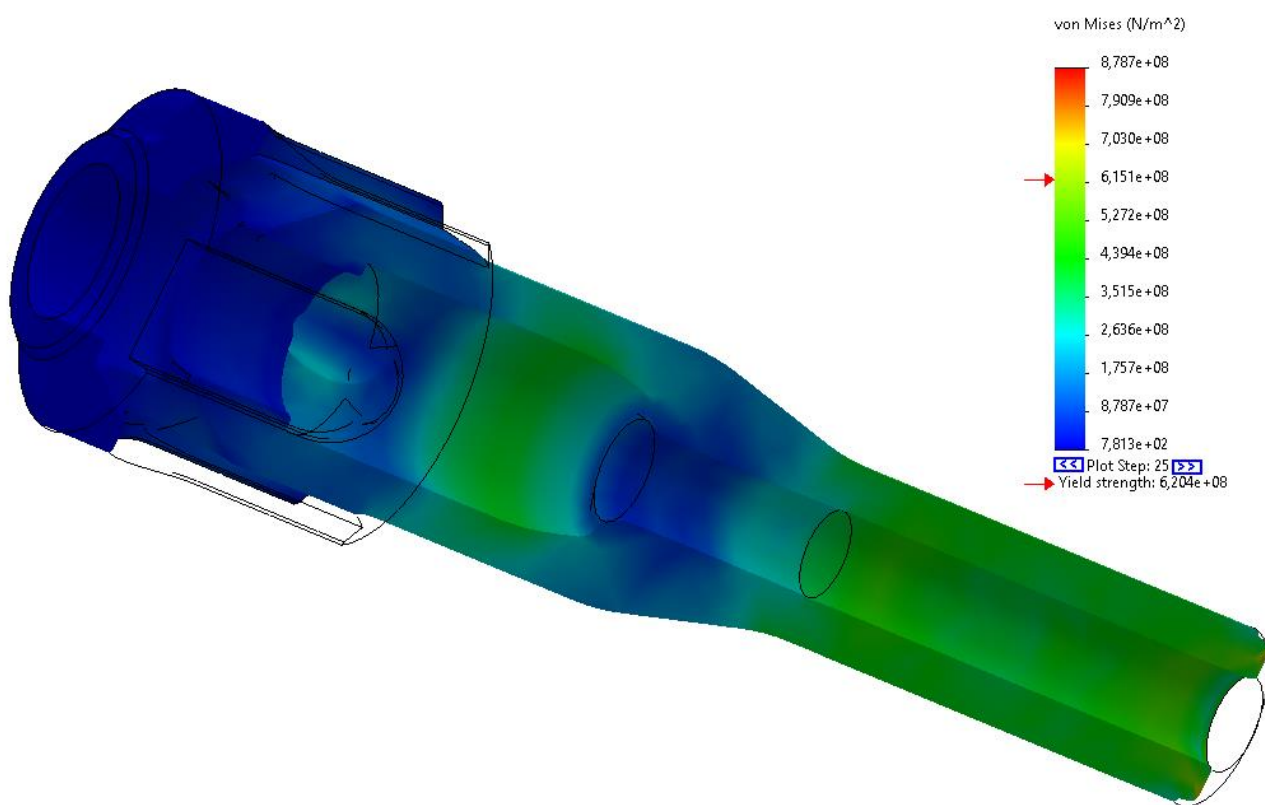


Рис 3.8 – Бутилкоподібне скруглення

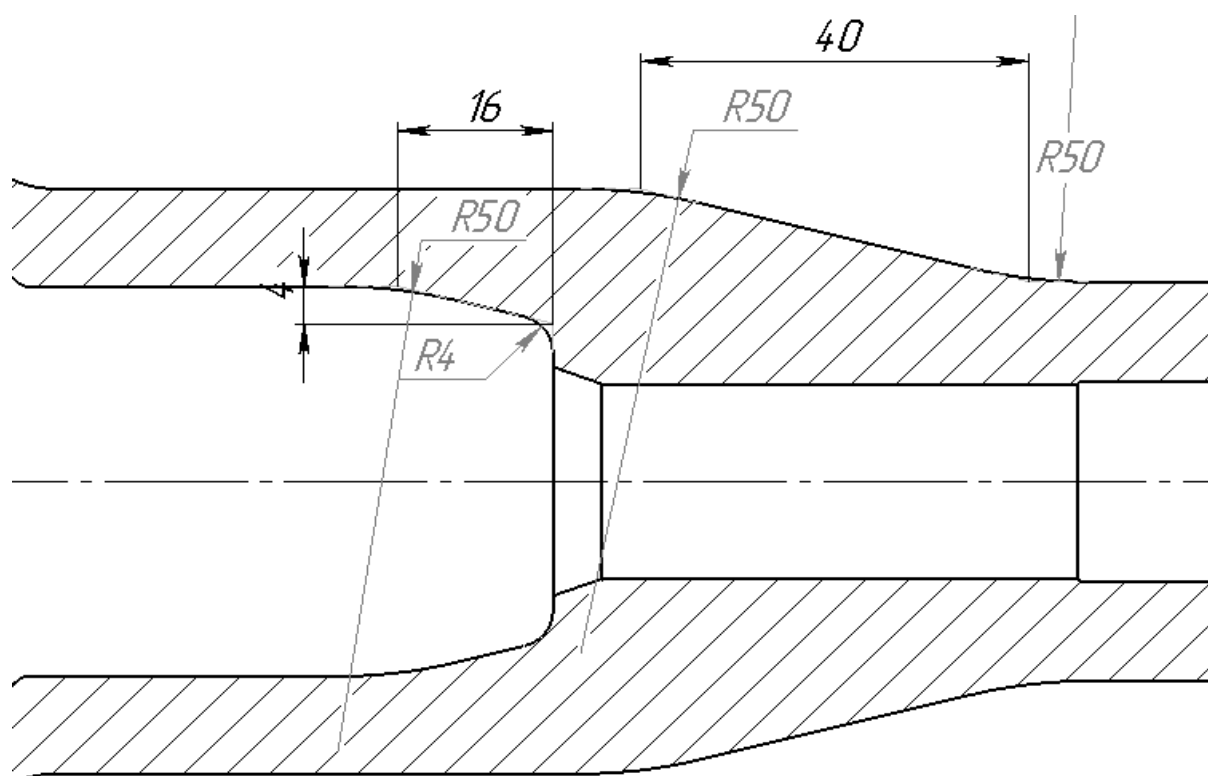


Рис 3.9 – Остаточна геометрія місць 1 і 3

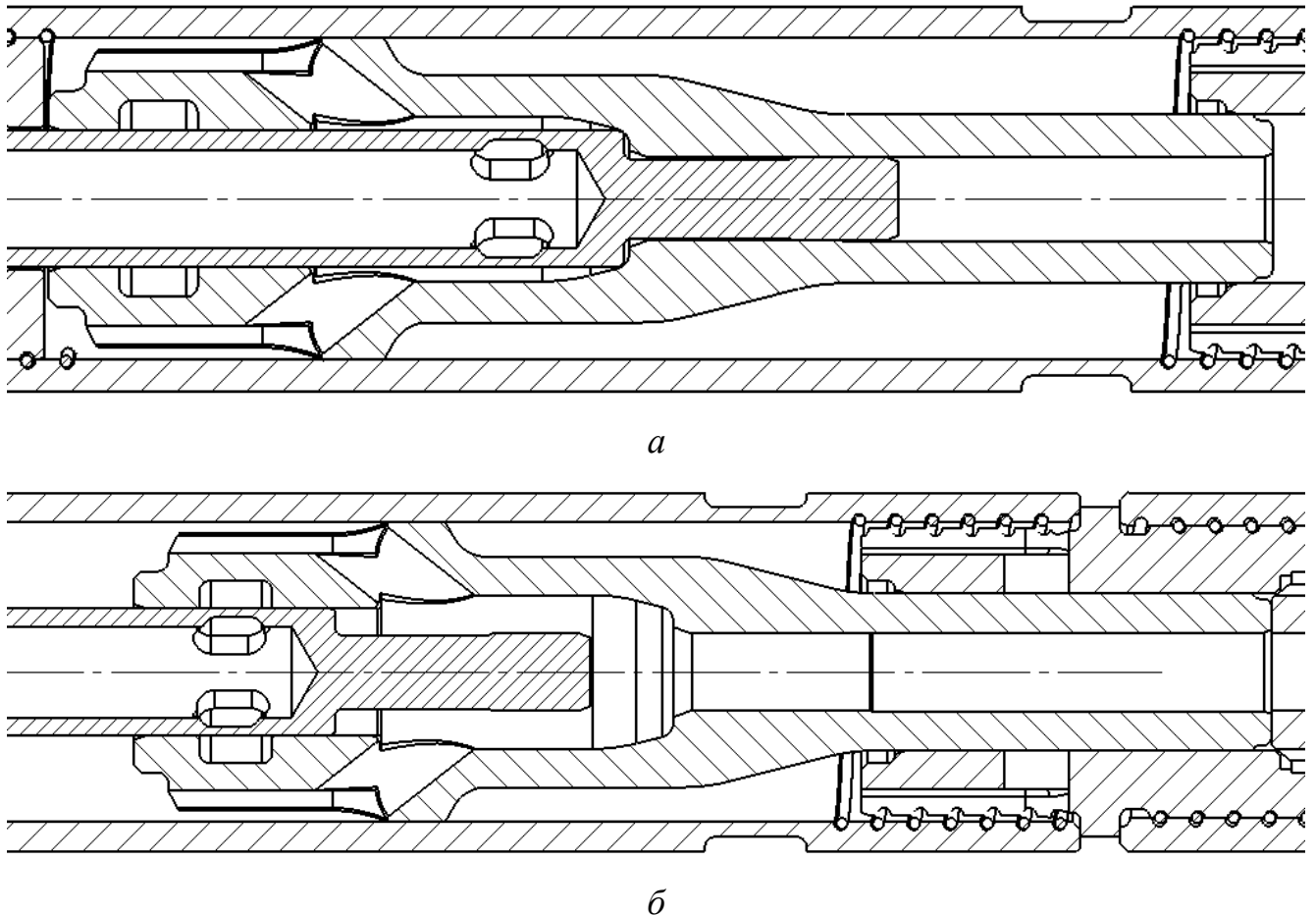


Рис 3.10 - Крайні положення удосконаленого поршня-ударника: а – кінець холостого хода; б – удар по інструменту

### Висновки до розділу 3

1. Визначено місця найбільшої концентрації напружень у матеріалі поршня-ударника при ударі. Встановлено 3 місця – внутрішній перехід перетинів (перетин під кутом  $90^\circ$ ), торцева ударна площина та зовнішній перехід діаметрів (з радіусом заокруглення 10 мм).
2. Встановлено максимальне напруження у тотожній деталі, що не містить концентраторів напружень становить 193,4 МПа.
3. Коефіцієнт концентрації напружень для першого Місця 1 3,97, для Місця 2 – 3,85, для Місця 3 – 3,57.
4. Проведено дослідження впливу радіуса скруглення прямого кута переходу поверхонь у Місці 1. Розглянуті скруглення від 0 до 4 мм. Встановлено лінійну спадаючу залежність між коефіцієнтом концентрації

напружень та радіусом скруглення у Місці 1. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.994$ , а похибка апроксимації 3,2%, що є прийнятним результатом.

5. Додатково розглянуто бутилкоподібне скруглення, при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. При цьому коефіцієнт концентрації напружень знижено до значення 3,1, що у 1,57 разів менше за базове значення коефіцієнту (при радіусі скруглення 0).

6. Проведемо дослідження впливу радіуса скруглення між перехідними діаметрами у Місці 3. Розглянуті скруглення від 0 до 40 мм. Встановлено лінійну спадаючу залежність між коефіцієнтом концентрації напружень та радіусом скруглення у Місці 3. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.999$ , а похибка апроксимації 0,306%, що є прийнятним результатом.

7. Додатково розглянуто бутилкоподібне скруглення, при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. При цьому коефіцієнт концентрації напружень знижено до значення 1,18, що у 1,65 разів менше за базове значення коефіцієнту (при радіусі скруглення 10).

8. Досліджено варіант застосування бутилкоподібного скруглення на Місцях 1 і 3 одночасно. Встановлено, що, як і у попередніх випадка, така форма дає мінімальний коефіцієнт концентрації напруження. Визначено, що коефіцієнт концентрації напруження для такої конструкції поршня-ударника для Місця 1 становитиме  $k_k = 2.09$ , а для Місця 3 -  $k_k = 1,01$ .

9. Таке наднормове зниження локального напруження пояснюється кумулятивним ефектом – обидва місця концентрації напружень розташовані один навпроти іншого і, відповідно, концентратори напружень впливали один на одного. Зміна форми на більш плавну без різких змін в обох місцях концентрації напружень спричинила кумулятивний ефект – напруження в обох місцях знизилася більше ніж би воно знизилось у кожному місці окремо;



10. Розроблено удосконалену конструкцію поршня-ударника, у якій на місцях концентрації напружень запропоновано бутилкоподібне скруглення. Удосконалена конструкція поршня одобрено вписується у базову конструкцію занурного пневмоударника.

## ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає у підвищенні втомної стійкості за рахунок зниження концентрації напружень у матеріалі поршня-ударника визначенням раціональних параметрів та форми поршня.

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи та покращити поточну та втомну міцність поршня-ударника за рахунок обґрунтування раціональної форми поршня;
2. Розроблено методику та визначено передударну швидкість поршня-ударника занурного пневмоударника П-110. Використані методи комп'ютерного та аналітичного моделювання. Результаті застосування цих методів тотожні. Передударна швидкість поршня-ударника становить 7,6 м/с.
3. Розроблено методику визначення напружень, які виникають у матеріалі поршня-ударника при ударі по хвостовику інструменту за допомогою комп'ютерного моделювання. Моделювання здійснюється за допомогою модуля SolidWorks Simulation, тип задачі Drop Test;
4. Розроблено методику удосконалення форми поршня-ударника та зниження концентрації напружень у його матеріалі. Визначення ефективності заходів проводиться за допомогою коефіцієнта концентрації напружень. Для його визначення визначено розміри тотожної деталі без концентраторів напружень. Деталь типу циліндр з діаметром 62,5 мм і довжиною 179 мм з такого ж матеріалу. Розроблено заходи зниження концентрації напружень на основі відомих прийомів.
5. Визначено місця найбільшої концентрації напружень у матеріалі поршня-ударника при ударі. Встановлено 3 місця – внутрішній перехід перетинів (перетин під кутом  $90^\circ$ ), торцева ударна площина та зовнішній перехід діаметрів (з радіусом заокруглення 10 мм).
6. Встановлено максимальне напруження у тотожній деталі, що не містить концентраторів напружень становить 193,4 МПа.

7. Коефіцієнт концентрації напружень для першого Місця 1 3,97, для Місця 2 – 3,85, для Місця 3 – 3,57.
8. Проведено дослідження впливу радіуса скруглення прямого кута переходу поверхонь у Місці 1. Розглянуті скруглення від 0 до 4 мм. Встановлено лінійну спадаючу залежність між коефіцієнтом концентрації напружень та радіусом скруглення у Місці 1. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.994$ , а похибка апроксимації 3,2%, що є прийнятним результатом.
9. Додатково розглянуто бутилкоподібне скруглення, при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. При цьому коефіцієнт концентрації напружень знижено до значення 3,1, що у 1,57 разів менше за базове значення коефіцієнту (при радіусі скруглення 0).
10. Проведемо дослідження впливу радіуса скруглення між перехідними діаметрами у Місці 3. Розглянуті скруглення від 0 до 40 мм. Встановлено лінійну спадаючу залежність між коефіцієнтом концентрації напружень та радіусом скруглення у Місці 3. При цьому коефіцієнт кореляції становить  $r = 0.999$ , а похибка апроксимації 0,306%, що є прийнятним результатом.
11. Додатково розглянуто бутилкоподібне скруглення, при якому присутні не тільки скруглення, а й конусний перехід від одного діаметру до іншого. При цьому коефіцієнт концентрації напружень знижено до значення 1,18, що у 1,65 разів менше за базове значення коефіцієнту (при радіусі скруглення 10).
12. Досліджено варіант застосування бутилкоподібного скруглення на Місцях 1 і 3 одночасно. Встановлено, що, як і у попередніх випадка, така форма дає мінімальний коефіцієнт концентрації напруження. Визначено, що коефіцієнт концентрації напруження для такої конструкції поршня-ударника для Місця 1 становитиме  $k_k = 2.09$ , а для Місця 3 -  $k_k = 1,01$ .
13. Таке наднормове зниження локального напруження пояснюється кумулятивним ефектом – обидва місця концентрації напружень розташовані один навпроти іншого і, відповідно, концентратори напружень впливали один на одного. Зміна форми на більш плавну без різких змін в обох місцях

концентрації напружень спричинила кумулятивний ефект – напруження в обох місцях знизилася більше ніж би воно знизилось у кожному місці окремо.

14. Розроблено удосконалену конструкцію поршня-ударника, у якій на місцях концентрації напружень запропоновано бутилкоподібне скруглення. Удосконалена конструкція поршня одобрено вписується у базову конструкцію занурного пневмоударника.