

ВСТУП

Бурове ударне обладнання на сьогодні поширене у багатьох промислових сферах людської діяльності. До основних технологічних процесів, механізація яких здійснюється за допомогою використання удару та вібрації, відносяться:

- у гірничорудні промисловості:
 - ударне та ударно-обертальне буріння шпурів і свердловин;
 - депарафінізація труб нафтових свердловин;
 - забивання та вилучення обсадних труб та анкерного кріплення;
 - віброударний спосіб руйнування гірських порід і корисних копалин;
 - очищення транспортних засобів та збагачення руд;
 - вібронавантаження кускових і сипких матеріалів перервним і безперервним способом;
- на будівельних роботах:
 - руйнування бетону та цегляної, кладки;
 - насікання поверхні бетону,
 - віброударне ущільнення (необхідне для отримання жорсткого і надтвердого бетону ущільнення сипучих матеріалів тощо);
 - розкриття асфальтобетонного покриття;
 - розпушування талого та мерзлого ґрунту;
 - пробивання борозд, ніш та отворів при виробництві сантехнічних, електромонтажних робіт та збирання металоконструкцій;
- у машинобудуванні:
 - ударне свердління, клепка та штампування;
 - запресування та випресування;
 - обрубання і насічка;

- віброударний спосіб очищення деталей;
- стенди для випробування машин і приладів на віброударну стійкість;
- вібротранспорт для приладо- та машинобудівного обладнання, яке добре працює у різних фізико-технічних середовищах, у тому числі агресивних, високо- та низькотемпературних зонах;
- виконання низки інших технологічних операцій;
- у металургії:
 - буріння при заміні футерування марнєновських, доменних печей;
 - видалення корок при розливання металу з печей, тощо.

В даний час широке застосування для виконання передічених технологічних операцій знаходить ручний інструмент ударної дії, який випускають з пневматичним, електричним і гідравлічним приводом.

Серед великої кількості ручного механізованого інструменту чільне місце займають молотки, перфоратори, машини ударно-обертальної дії.

Електрифіковані машини найбільше задовольняють умовам мобільного виконання робіт, оскільки електрична енергія є більш зручною для передачі на великі відстані та більш економічна, ніж пневматична та гідравлічна. До тогож такі машини більш зручні у користуванні, а вартість їх при експлуатації невелика.

Серед різноманітних конструкцій ручних машин ударної дії чільне місце займають електромеханічні ударні механізми (молотки, перфоратори з компресійно-вакуумними і пружинними механізмами). Впроваджуються машини з електромагнітним приводом. Розвиток електричних машин ударної дії йде шляхом розвитку електромеханічних систем та електромагнітного приводу.

До електромеханічних машин ударної дії відносяться такі машини, в яких як привод використовується електродвигун, обертальний рух якого перетворюється на зворотно-поступальний. В якості приводу широко застосовуються колекторні та асинхронні електродвигуни, а як перетворювачі руху - шатуно-кривошипні, кулачкові, ексцентрикові та кулісні механізми. Іноді в цих машинах використовуються сили інерції маси, що обертається, шарнірно або гнучко

закріпленої на валу приводу. Залежно від схеми перетворювача руху ударні механізми бувають:

- компресійно-вакуумні;
- пружинні;
- вібраційні;
- пружинні із зацепом та захопленням;
- пружинно-кінематичні.

У електромагнітних машинах ударної чи зворотно-поступальної дії електрична енергія безпосередньо перетворюється на кінетичну енергію бойка або в механічну роботу.

У моторизованих ручних машинах ударної дії як привод служить двигун внутрішнього згоряння. Ці машини застосовуються тоді, коли відсутнє централізоване енергопостачання.

Для подальшого вдосконалення машин ударної дії з електричним приводом необхідно провести структурний аналіз механізмів, що перетворюють, визначити, які з них найбільш перспективні.

Отже дослідження режиму роботи перфораторів з електро-механічним приводом з метою покращення його енергоефективності визначенням раціональних параметрів механізму є **актуальним науково-технічним завданням**.

Метою роботи є покращення режиму роботи перфораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком.

Об'єкт досліджень – процес роботи перфораторів з електро-механічним приводом і шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком.

Предмет дослідження – параметри перфораторів з електро-механічним приводом і шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком..

Наукові положення.

1. Встановлено, що радіус кривошипа механізму перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, обернено пропорційно залежить від частоти ударів перфоратору.

2. Встановлено, маса бойка перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна енергії удару та обернено пропорційна квадрату передударної швидкості, при цьому маса бойка для раціональної передударної швидкості 6-7 м/с коливається у межах від 1 до 6 кг. Кращим у цьому випадку є застосування бойків з масою 1-2,5 кг задля зменшення інерції бойка.
3. Встановлено, що жорсткість уданої пружини перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна масі бойка та квадрату частоти ударів, при чому для раціональна маси бойка у 1-2,5 кг, жорсткість пружини може коливатися у межах від 16 до 180 кН/м залежно від потрібної частоти ударів.
4. Встановлено, що потужність привода ударного механізму перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна масі бойка та частоті ударів, при чому потрібна потужність для ударних механізмів коливається від 0,5 кВт до 6 кВт (для високошвидкісних енергонасичених ударних машин).

1. АНАЛІЗ ПЕРФОРАТОРІВ З ЕЛЕКТРО-МЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

1.1. Аналіз конструкцій перфтораторів з електро-механічним приводом

Електричні машини ударної дії за способом перетворення використовуваної енергії в кінетичну енергію бойка можна розділити на [10, 11, 13]:

- машини з безпосереднім перетворенням електричної енергії на кінетичну енергію прямолінійного руху бойка;
- машини з перетворенням обертального руху електродвигуна у зворотньо-поступальний рух за допомогою шатунно-кривошипних, кулачкових, ексцентрикових, компресійно-вакуумних та інших пристроїв.

Як відомо, машини з безпосереднім перетворенням електричної енергії на кінетичну енергію, тобто електромагнітні ударні машини, мають ряд недоліків, таких як перегрівання електромагнітів під час сталої роботи, значні електромагнітні поля навколо, що можуть мати негативні наслідки для людини-машиніста тощо. Тому далі будуть розглядатися саме ударні машини з електромеханічним приводом [10, 11, 13].

В електромеханічних перфтораторах ударної дії широко застосовуються пружинні ударні механізми. Вони порівняно прості у виготовленні і мають рівномірно-прискорений (затяжний) розгін бойка, що дає можливість уникнути пікових навантажень на деталі приводу [10, 11, 13].

Недоліком пружних ударних механізмів у ряді випадків був недостатній термін служби пружин, але завдяки тому, що останнім часом у промисловості широко стали застосовуються якісні леговані сталі і освоєно різні методи зміцнення деталей, що працюють на навантаження, з'явилася можливість значно підвищити термін служби пружинних ударних механізмів.

Відомі конструкції пружинних ударних механізмів, що використовуються в молотках і перфтораторах, в основному можна звести до двох груп [10, 11, 13]:

- з жорстким зв'язком бойка при зворотному його ході;
- з гнучким зв'язком бойка при зворотному його ході.

До першої групи відносяться механізми з жорстким підхопленням бойка нижньому положенні за допомогою кулачків кулачків, засувок, захватів та інших пристосувань (рис. 1.1).

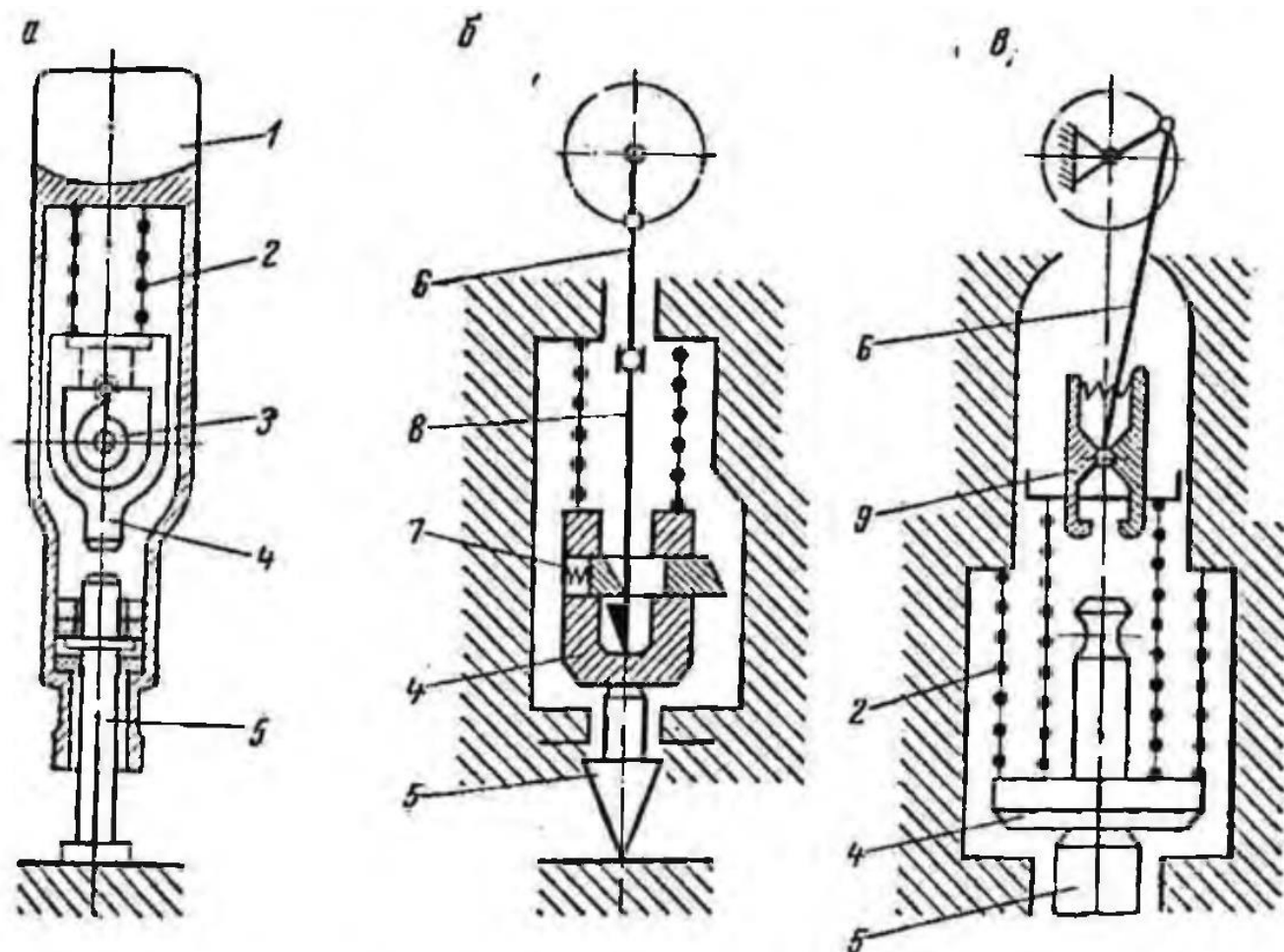


Рис 1.1 - Схеми пружних ударних механізмів з жорстким зв'язком бойка [13]: 1 - корпус; 2 - пружина; 3 - кулачковий механізм; 4 - боек; 5 - робочий інструмент; 6 - кривошипно-шатунний механізм; 7 - клямка; 8 - шток; 9-захват

Розглянемо пружинний ударний механізм з кулачковим взводом бойка (рис. 1.1 а). При обертанні кулачка боек переміщується вгору і стискає пружину. Після досягнення максимального переміщення боек відривається від кулачка і під дією пружини ударяє по хвостовику інструменту [13].

Позитивною особливістю ударних механізмів з кулачковим взводом бойка є порівняно простота конструкції. У той же час вони вельми ненадійні і швидко виходять з ладу. Основною причиною порівняно швидкого руйнування кулачкового механізму є удари, що сприймаються кулачком у момент підхвату

бойка, уникнути яких дуже важко, оскільки бойок після удару відскакує від хвостовика інструменту з різною швидкістю. Швидке зношення кулачкового механізму пояснюється також тим, що перед зривом бойка максимальне навантаження робочої пружини діє на мізерно малій площі кулачка і ударника. Крім того, хід бойка ударних машин з перетворювальним кулачковим механізмом порівняно малий, що викликає необхідність застосування жорстких робочих пружин, що викликають підвищену вібрацію корпусу [13].

Розглянемо ударний механізм із захоплюючим пристосуванням (рис. 1.1 б). На схемі показано початкове положення ударного механізму, коли шток знаходиться в нижньому положенні. При русі штока вгору бойок, пов'язаний з ним захопленням, теж переміщається вгору і стискає робочу пружину до тих пір, поки бічна площина захоплення торкнеться виступу, розташованого на бічній поверхні стовбура. У той час шток і бойок розчіплюються і останній під дією пружини спрямовується вниз і вдаряє по хвостовику робочого інструменту. Після удару бойок відскакує від хвостовика інструменту та робочою пружиною повертається у вихідне положення. При відведенні робочого інструменту бойок опускається, зчеплення його зі штоком не відбувається і молоток переходить на безударний режим роботи (холостий хід). Власна частота коливання бойка значно вища за його вимушену частоту. Це дозволяє бойку прийти у вихідне положення раніше штока і уникнути зустрічних зіткнення з ним [13].

Позитивною особливістю цього ударного механізму є його компактність, чіткість роботи і простота перемикання на безударний режим роботи (холостий хід). Недолік - можливість зіткнень бойка і штока при роботі молотка з твердими матеріалами, тобто при значному відскоку бойка від хвостовика інструменту. Часті примусові зчеплення і розчеплення бойка і штока викликають порівняно швидке зношення місць їх зчленування [13].

Перфоратори з жорстким підхватом бойка проектується і з великою енергією, але з малою частотою ударів, щоб інерційні навантаження, що діють на механізм захоплення бойка, були мінімальні [13].

Розглянемо ударний механізму електромолотка з пружним захватом бойка (рис 1.1 в). Під час роботи молотка на холостому ходу бойок залишається нерухомим. Для переходу на робочий режим корпус молотка підтискають до інструменту. Повзун у крайньому нижньому положенні захоплює бойок і, захоплюючи його за собою, стискає робочу пружину. В кінці ходу захоплення під дією бічних упорів звільняє бойок і він прискорено рухається вниз, завдаючи удару по хвостовику інструменту. Удар наноситься раніше, ніж повзун входить у крайнє нижнє становище. Далі цикл повторюється. Послідовна робота двох пружин зменшує нерівномірність (піковість) навантаження електродвигуна, збільшуючи його ККД і зменшуючи електричні втрати [13].

До другої групи відносяться механізми, у яких зв'язок бойка з перетворювальним механізмом здійснюється за допомогою пружини (рис 1.2).

Ударний механізм бетонолома (рис. 1.2, а) складається з кривошипно-шатунної групи та ударника, з'єданого з повзуном спіральною пружиною. Повзун і ударник переміщуються в стовбурі, в нижній частині якого розташовані букси, тримач і робочий інструмент. При обертанні колінчастого валу повзун і пов'язаний з ним бойок рухаються зворотно-поступально. Бойок ударяє по хвостовику робочого інструменту, передаючи йому кінетичної енергії. Бетонолом працює в ударному режимі лише при натисканні на рукоятку і при опусканні робочого інструменту на тримач, автоматично переходить на холостий хід. Ударний механізм бетонолому відрізняється від аналогічних механізмів тим, що він працює зі співвідношенням частот вільних та вимушених коливань бойка значно менше одиниці. Це дозволяло застосовувати в ньому м'яку робочу пружину, зменшивши вібрацію корпусу, а також використовувати енергію відскоку бойка для збільшення потенційної енергії пружини. При цьому енергія удару бойка зростає в міру збільшення твердості матеріалу, що руйнується. Позитивною відмінністю даного ударного механізму від інших є наявність у нього холостого ходу. Недоліком механізмів з гнучким зв'язком бойка є залежність енергетичних показників машини твердості матеріалу, що руйнується. Це викликає необхідність

використовувати більш важкі ударники для зменшення відскоку бойка від інструменту [13].

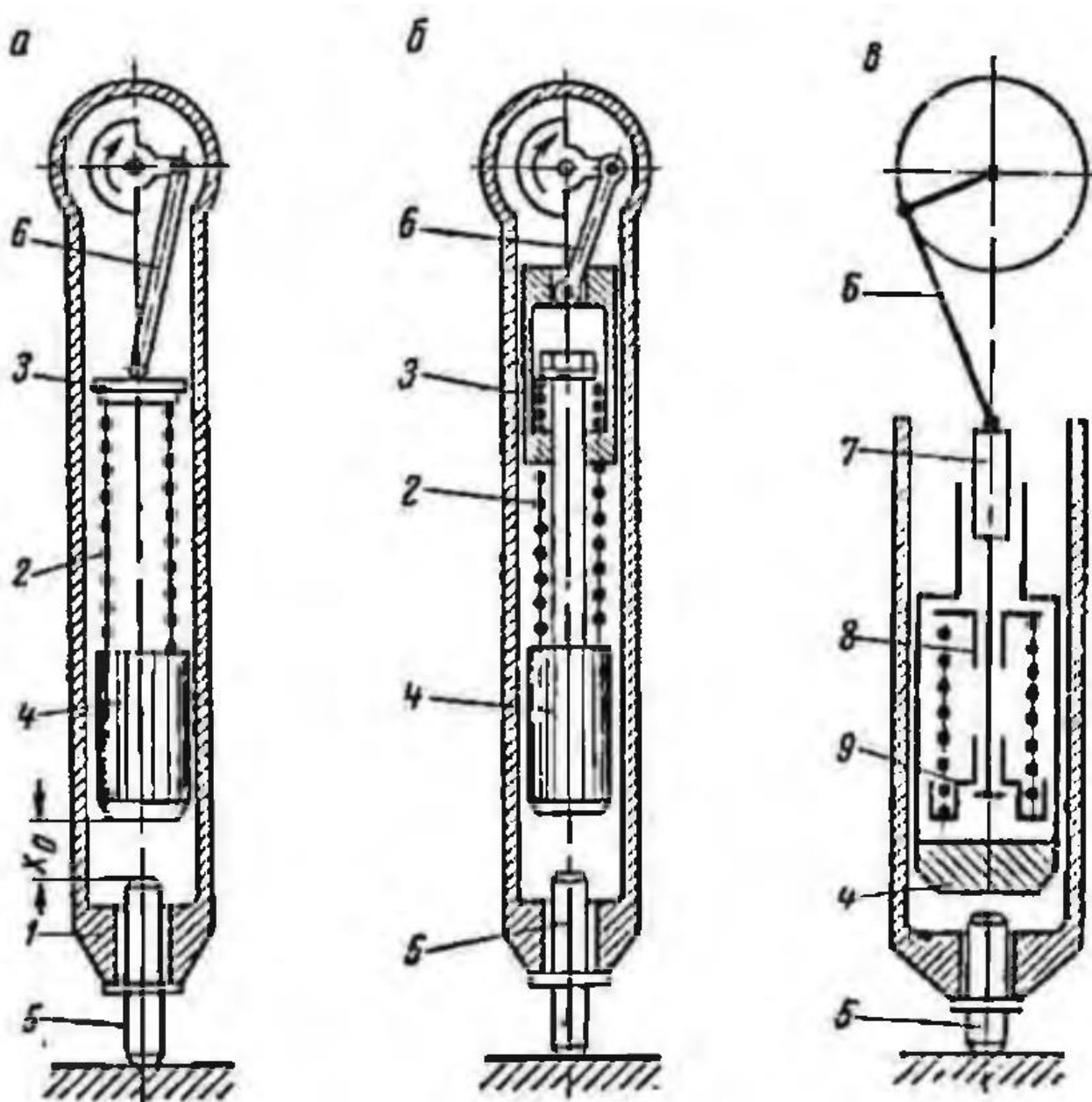


Рис 1.2 - Схеми пружних ударних механізмів з гнучким зв'язком бойка [13]: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – ползун; 4 – бойок; 5 – робочий інструмент; 6 – кривошипно-шатунний механізм; 7 – шток; 8 – верхня оправка; 9 – нижня оправка

Такі перфоратори працюють з рівністю (резонансом) частот вільних та вимушених коливань бойка. У них енергія удару бойка при роботі максимальна при роботі по м'яким породам і мінімальні по твердим. Енергія відскоку бойка в

процесі такої роботи не використовується і енергетичні показники машини падають у міру збільшення відскоку бойка від інструменту. Ударний механізм має більш жорстку робочу пружну, а тому має більшу віддачі на руки оператора. Відсутність холостого ходу ускладнює роботу з молотком і збільшує зношення ударного механізму [13].

На рис 1.2 б наведена схема ударного механізму електромолотка з кривошипно-шатунним механізмом з додатковою пружиною. Він складається з кривошипно-шатунної групи і салазок, в яких між двома пружинами укріплений бойок. При обертанні кривошипу салазки рухаються зворотно-поступально і по черзі стискають то верхню, то нижню пружини, змушуючи таким чином коливатися бойок, який у кінці ходу ударяє по хвостовику інструменту. Частоти вільних і вимушених коливань бойка ударного механізму рівні [13].

Пружини цього механізму працюють з однозначним навантаженням - тільки на стиск. Це збільшує їх довговічність. Недоліком є наявність довгих і важких салазок, що створюють додаткову вібрацію корпусу молотка. Механізму притаманні також недоліки молотків, що працюють з рівністю частот вільних і вимушених коливань бойка: падіння енергетичних показників у міру збільшення твердості руйнованого матеріалу, наявність великої вібрації корпусу і відсутність холостого ходу. Незважаючи на це, дана схема набула широкого поширення в машинах ударної дії [13].

На рис. 1.2 в показано схему ударного механізму молотка системи КНШ. Він складається з кривошипно-шатунного перетворювального механізму і ударника, пов'язаного з повзуном циліндричною пружиною, укладеної між двома рухомими оправками. При русі повзуна вгору нижня оправка рухається за штоком і стискає робочу пружину. При цьому бойок теж переміщається вгору. Після проходження кривошипом верхньої мертвої точки повзун починає рухатися вниз, тисне верхньою оправкою на робочу пружину, загальмовуючи бойок, який потім зі зростаючою швидкістю спрямовується униз, ударяючи об хвостовик інструменту. Далі цикл повторюється. Ударний механізм працює зі співвідношенням частот вільних і вимушених коливань бойка, близьким до одиниці. Цей механізм

компактний, а пружина працює з однозначним навантаженням. До недоліків його слід віднести порожню форму бойка, що знижує його міцність і відсутність холостого ходу [13].

Ще одним різновидом молотків ударної дії з електричним приводом з гнучким зв'язком бойка є механізований інструмент із затримуючим або захоплюючим механізмом бойка. Особливістю механізму є наявність затримуючого або захоплюючого механізму бойка, що діє при зворотному ході поршня і спрацьовує при заданому куті повороту валу двигуна. Затримуючий механізм є системою пружин і важелів, що впираються одним коінцем у корпус молотка, а іншим — у бойок для його затримки до моменту зриву бойка. Важелі затримуючого механізму є елементами, що стежать за рухом бойка і автоматично фіксують його в потрібному положенні. Електричні молотки з затримуючим та захоплюючим механізмом бойка можуть бути виконані з повітряним та пружинним зв'язком. Затримуючий механізм бойка робить сприятливими умови роботи пружин, що діють на бойок. Ця обставина вкрай важлива, так як у відомих раніше електричних молотках робочі пружини працювали у важкому режимі і швидко виходили з ладу. Крім того, електричні молотки із затримуючим механізмом бойка мають [13]:

- сталий цикл роботи з будь-якою породою;
- більшу рівномірність завантаження електродвигуна;
- можливість здійснення одиничного удару;
- меншу вагу порівняно з існуючими електромеханічними молотками при рівних основних показниках (енергії та кількості ударів).

Молотки з затримуючим або захоплюючим механізмом бойка можуть бути спроектовані на енергію удару від 0,1 до 150 кГм і частоту від 1500 до одного удару в хвилину, а тому область застосування їх може бути дуже різноманітною [13].

Найбільшу цікавість представляють захоплення жорсткими тілами. Вони допускають значну зміну форми і конструкції, прості конструктивно і в експлуатації, не нагріваються, що забезпечує точність вмикання і вимикання.

Недоліком їх є зношування контактуючих поверхні. Основні шляхи підвищення надійності захватів — збільшення розмірів контактуючих поверхонь, усунення ковзання між ними, створення «розвантаженого» захоплення (зі зняттям зусилля, що притискає контактуючі поверхні один до одного), виключення раптового, а особливо ударного навантаження на привод при захопленні і зриві бойка. Одним з перспективних захоплювачів є шарнірний (рис 1.3) [13].

Механізм шарнірного взведення пружини в машинах ударної дії має тільки нижчі пари, більш надійний і зносостійкий у порівнянні з механізмами з вищими парами. Зв'язок, що розмикається на час удару і прискорення бойка кінематично, залишається механічно замкненим протягом усього робочого циклу. Це дозволяє застосовувати підшипники кочення на всіх шарнірах механізму. Схема роботи механізму показані на рис. 1.3 [13].

Привідною ланкою є кривошип 2, що обертається електродвигуном. Ланка 2 шарнірно пов'язана з хвостовиком 3 робочої пружини 7, з'єднується з кривошипом 1 шатуном 5. Хвостовик пружини 7 конструктивно виконаний таким чином, що ланка 2 при обертанні проти годинникової стрілки у горизонтальному положенні (рис 1.3, б, в) спирається на виступ хвостовика 3, що перешкоджає його подальшому обертання [13].

Таким чином, ланка 2 може здійснювати тільки гойдальний рух в зоні, що переміщається з хвостовиком 3, яка на рис. 1.3, а заштрихована. Експериментально встановлено, що відношення довжини ланки 2 до довжини кривошипа має дорівнювати 1,5 -2. Така величина забезпечує безударний режим роботи механізму чіткий перехід на холостий хід. Довжина шатуна визначається з конструктивних міркувань [13].

Нерухомий кінець пружини прикріплений до ударника 4, який при розтягуванні пружини упирається корпус молотка 6 [13].

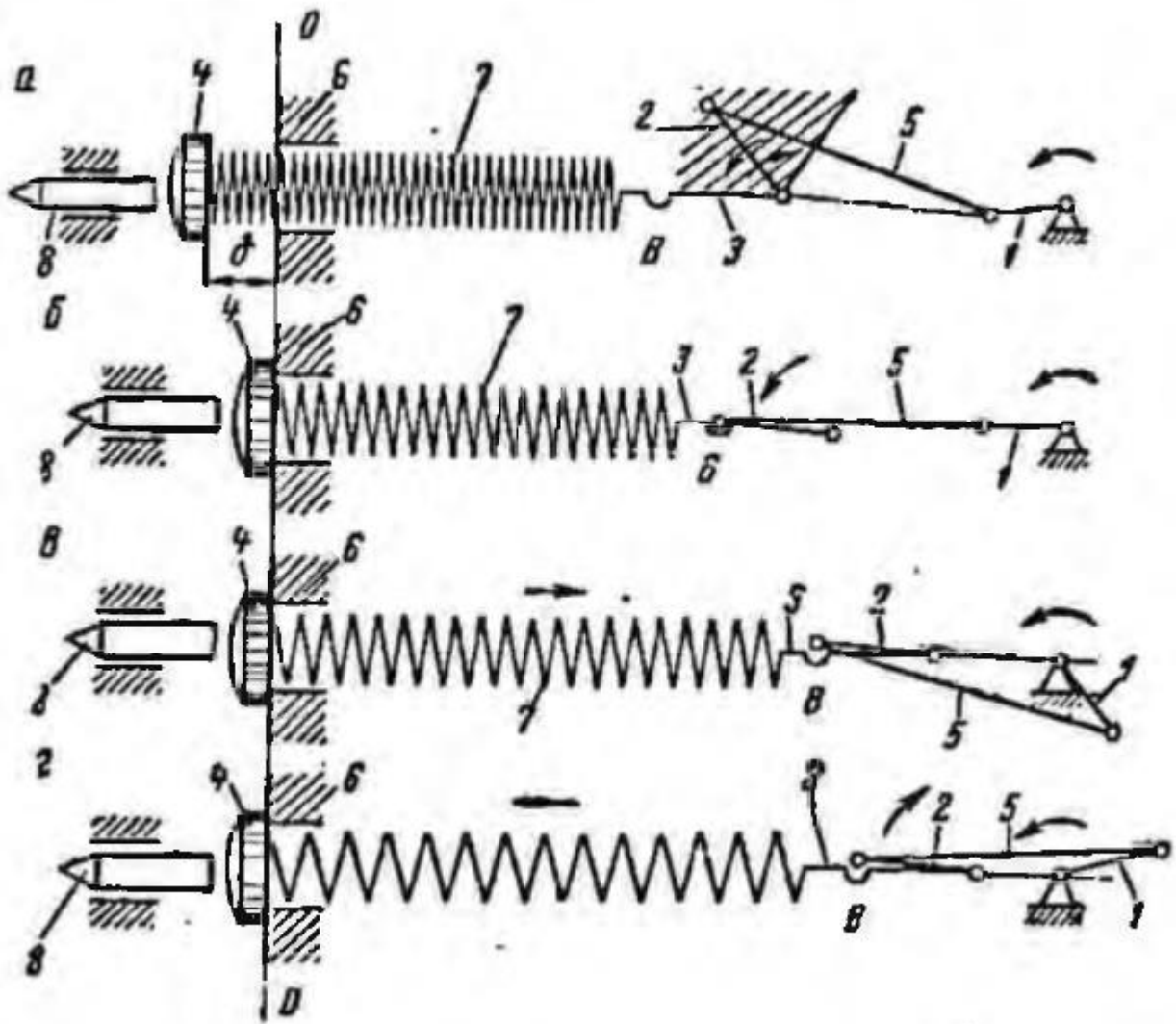


Рис 1.3 - Схема шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком: а - холостий хід; б - захоплення пружини; в - робочий хід; г - закінчення робочого ходу

Принцип роботи механізму наступний. При холостому ході машини кривошип 1 обертається проти годинникової стрілки, У цьому положенні пружина 7 зсунута відносно умовної нульової лінії 00 у бік інструмента 8 на величину δ . Ланка 2 при гойданні не доходить до виступу В хвостовика 3 і захоплення пружини не відбувається [13].

При підтисканні молотка до вибою інструмент 8 переміщає ударник 4 з пружиною 7 на нульову ліпню (рис. 1-3, б), при цьому хвостовик 3 виявляється у робочому положенні. Ланка 2 доходить до упору хвостовика 3, що перешкоджає її обертанню. Це положення відповідає початку робочого ходу. При подальшому обертанні кривошипа 1 (рис. 1.3, в) відбувається розтягнення робочої пружні 7. По

закінченні робочого ходу кривошип 1 знаходиться у крайній правій точці (рис. 1.3 г). У цьому положенні тиск ланки 2 на упор В стає рівним нулю, а після проходження кривошипом крайнього правого положення ланка 2 починає рух за годинниковою стрілкою; витки пружини рухаються «на удар». При подальшому обертанні кривошипу робочий цикл повторюється. Таким чином, механічний ланцюг між бойком і приводом постійно замкнутий. Замикання кінематичного ланцюга відбувається без внутрішніх ударів, що забезпечує ефективне заспокоєння коливань бойка. Розмикання кінематичного ланцюга характерне плавним зняттям навантаження [13].

Усі перераховані властивості даного захоплюючого механізму забезпечують відмінну роботу ударного вузла і приводу [13].

У момент зчленування ланки 2 з хвостовиком 3 відбувається удар, енергія якого виражається незначною величиною порядку $A = 0,002$ кГм при швидкості обертання кривошипа 1000 об/хв, вазі ланки 0,020 кГ і радіусі кривошипа, що дорівнює 0,01 м [13].

1.2. Аналіз закономірностей руху бойка в механізмах з гнучким зв'язком

При складанні рівняння руху елементів ударних механізмів з гнучким зв'язком (рис 1.2) прийняті наступні припущення:

- зовнішня сила, що діє на боек, змінюється з часом як косінус кута;
- удар бойка відбувається миттєво з коефіцієнтом відскоку менше 1;
- характеристика пружини лінійна;
- обертання ротора двигуна рівномірне;
- опір переміщенню бойка дорівнює нулю;

період коливання бойка дорівнює періоду збурюючого зусилля.

Позначення у наступних залежності [13]:

x, \dot{x}, \ddot{x} - переміщення, швидкість і прискорення бойка;

G_b - вага бойка;

m_b - маса бойка;

m_1 - маса елемента, що коливається, дорівнює масі бойка плюс $1/3$ маси пружини;

c - жорсткість пружини;

$F_0 = c r$ - амплітудне значення сили, що збуджує коливання бойка;

r – радіус кривошипа;

ω - частота власних коливань бойка;

ω_0 - частота вимушених коливань бойка;

$$\varepsilon_{\text{ч}} = \omega_0 / \omega$$

x_1 – амплітуда власних коливань бойка;

x_2 – амплітуда вимушених коливань бойка;

ψ, φ - фазові кути;

v_1 – швидкість бойка перед ударом;

v_2 – швидкість відскоку бойка;

$k = v_2 / v_1$ - коефіцієнт відскоку бойка

x_0 - початковий зазор між бойком та хвостовиком інструменту;

g - прискорення сили тяжіння;

T - період коливання бойка;

A_6 - енергія удару бойка;

$\delta_{\text{пр}}$ - максимальна деформація пружини;

n - число ударів бойка;

Загальне диференціальне рівняння руху бойка в інтервалі між ударами [13]

$$m_1 \ddot{x} + cx = F_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (1.1)$$

Розв'язок цього рівняння має вид [13]

$$x = x_1 \cos(\omega_0 t + \psi) + x_2 \cos(\omega t + \varphi) \quad (1.2)$$

де перший член правої частини рівняння представляє власні коливання бойка, а другий - вимушені, викликані періодичною зовнішньою силою.

Амплітуда вимушених коливань бойка [13]

$$x_2 = \frac{F_0}{c - m\omega^2} \quad (1.3)$$

Амплітуда власних коливань бойка [13]

$$x_1 = \frac{v_1 + v_2}{2} \cdot \frac{1}{\omega_0 \sin(\pi \varepsilon_q)} \quad (1.4)$$

Фазові кути [13]

$$\begin{aligned} \psi &= -\pi \varepsilon_q \\ \varphi &= \arcsin \left(\frac{v_1 - v_2}{2} \cdot \frac{1}{\omega x_2} \right) \end{aligned} \quad (1.5)$$

Швидкість бойка перед ударом [13]

$$v_1 = \frac{2\omega s}{(1+j^2)(1-k)} \left[\lambda f + \sqrt{\frac{1+f^2}{(1-\varepsilon_q^2)^2} - \lambda^2} \right] \quad (1.6)$$

де

$$f = \frac{1+k}{1-k} \frac{\operatorname{ctg}(\pi \varepsilon_q)}{\varepsilon_q}$$

$$\lambda = -\frac{x_0}{s}$$

$$s = r \varepsilon_q^2$$

Екстремальне значення швидкості бойка

$$v_{1\max} = \frac{2cr}{\omega m(1-k)(1-\varepsilon_q^2)} \quad (1.7)$$

При цьому оптимальне значення радіуса кривошипа

$$r = \frac{v_{1\max} \omega m(1-k)(1-\varepsilon_q^2)}{2c} \quad (1.8)$$

Оптимальний зазор між бойком та хвостовиком інструменту

$$x_0 = -\frac{(1+k)r\varepsilon_q \operatorname{ctg}(\pi \varepsilon_q)}{(1-k)(1-\varepsilon_q^2)} \quad (1.9)$$

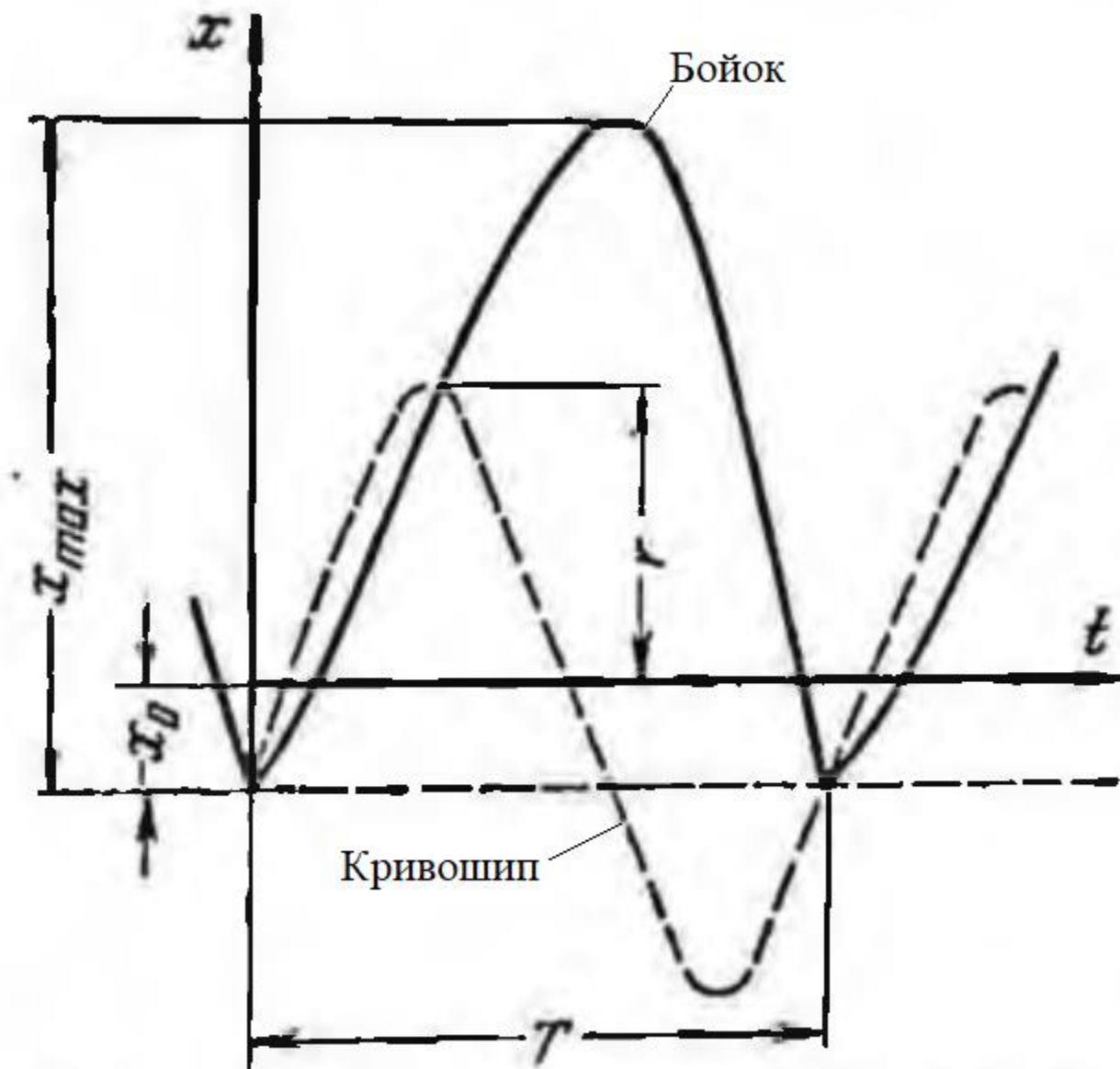


Рис 1.4. - Графік руху бойка і кривошипа [13]

Якщо відношення періоду удару бойка до періоду сили механізму, що обурює, кратно і дорівнює 2,3, . . . то механізм працює з пропуском ударів бойка. Така робота можлива за умови, коли [13]

$$\begin{cases} 0 < t < \frac{2\pi}{\omega} i; \\ x \leq x_0 \end{cases} \quad (1.10)$$

де i - відношення періоду удару до періоду дії збурюючої сили.

При $i = 1$ - число ударів бойка дорівнює кількості обертів кривошипа; при $i = 2$ - число ударів вдвічі менше числа оборотів кривошипа [13].

Введемо коефіцієнт і формули (1.4, 1.6) [13]

$$x_1 = \frac{v_1 + v_2}{2} \cdot \frac{1}{\omega_0 \sin(\pi i \varepsilon_q)} \quad (1.11)$$

$$\psi = -\pi i \varepsilon_q \quad (1.12)$$

$$f = \frac{1+k}{1-k} \frac{\operatorname{ctg}(\pi i \varepsilon_q)}{\varepsilon_q} \quad (1.13)$$

Робота пружини ударного механізму значною мірою залежить від співвідношення частот вільних та вимушених коливань бойка ε_q .

Розглянемо тепер роботу пружини ударних механізмів, що мають $\varepsilon_q = 0,25, 1$ і $1,50$, а також роботу пружини при ненавантаженому режимі коливанні бойка. Механізми з таким співвідношенням частот часто зустрічаються в машинах ударної дії [13].

На рис. 1.5 показані режими коливань бойка та роботи пружини ударних механізмів. Переміщення бойка показано суцільною лінією, а рух повзуна кривошипно-шатунного механізму — пунктирною. Переміщення бойка і повзуна записані щодо однієї й тієї ж осі часу зі збереженням відповідних фазових кутів. Відстані між кривими руху бойка та повзуна по вертикалі характеризують деформацію пружини. У місцях злиття кривих деформація пружини дорівнює нулю. Розтяг пружини відзначено квадратним штрихуванням, а стиск - вертикальним [13].

На рис. 1.7, а показаний графік роботи механізму з рівністю частот вільних та вимушених коливань бойка. Тут енергія відскоку ударника не використовується, оскільки бойок і повзун приходять в крайнє нижнє положення одночасно, швидкість руху повзуна в цей момент дорівнює нулю, пружина працює на стиску і гальмує рух бойка. Розгін бойка під час руху вгору складає порівняно малому ділянці шляху. Величина деформації пружини під час руху повзуна вниз невелика, отже, і потенційна енергія пружини за наявності значного відскоку бойка невелика.

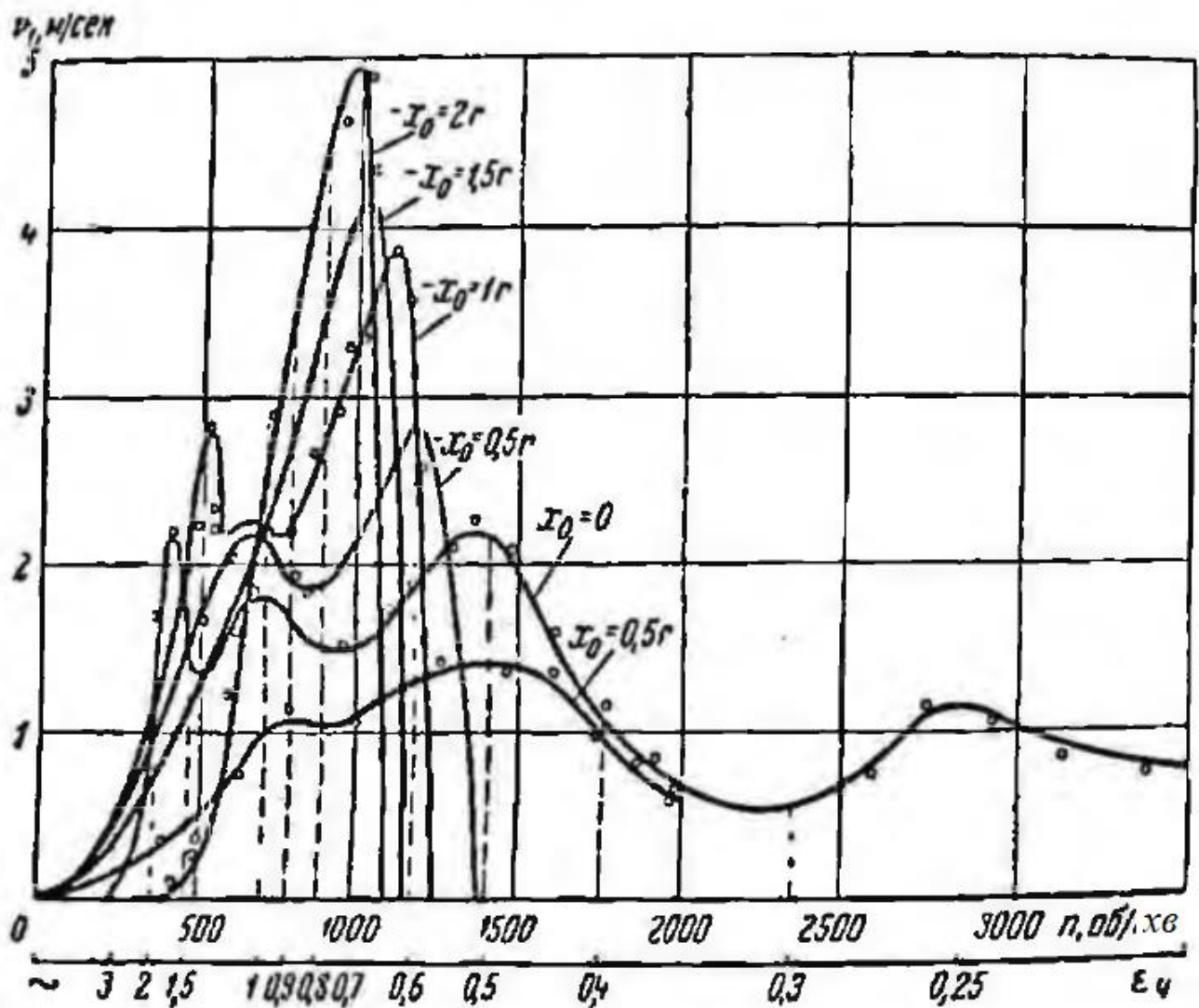


Рис 1.45 - Ударна швидкість бойка в залежності від співвідношення частот вільних і вимушених коливань бойка і зазору x_0 [13]

На рис 1.7, б показаний графік роботи пружини ударного механізму з $\epsilon_{\text{ч}} = 1,50$. Тут рух бойка уривчастий. Після удару по хвостовику інструмента бойок відскакує, під дію пружини повертається у вихідне положення. Використовується енергія лише вторинного відскоку бойка від хвостовика інструменту. Розгін бойка при русі вгору відбувається на великих ділянках шляху тому розмах коливань бойка більше, ніж при $\epsilon_{\text{ч}} = 1$. Пружина працює зі знакозмінним навантаженням, причому величини деформації її при стисканні і розтягування майже рівні [13].

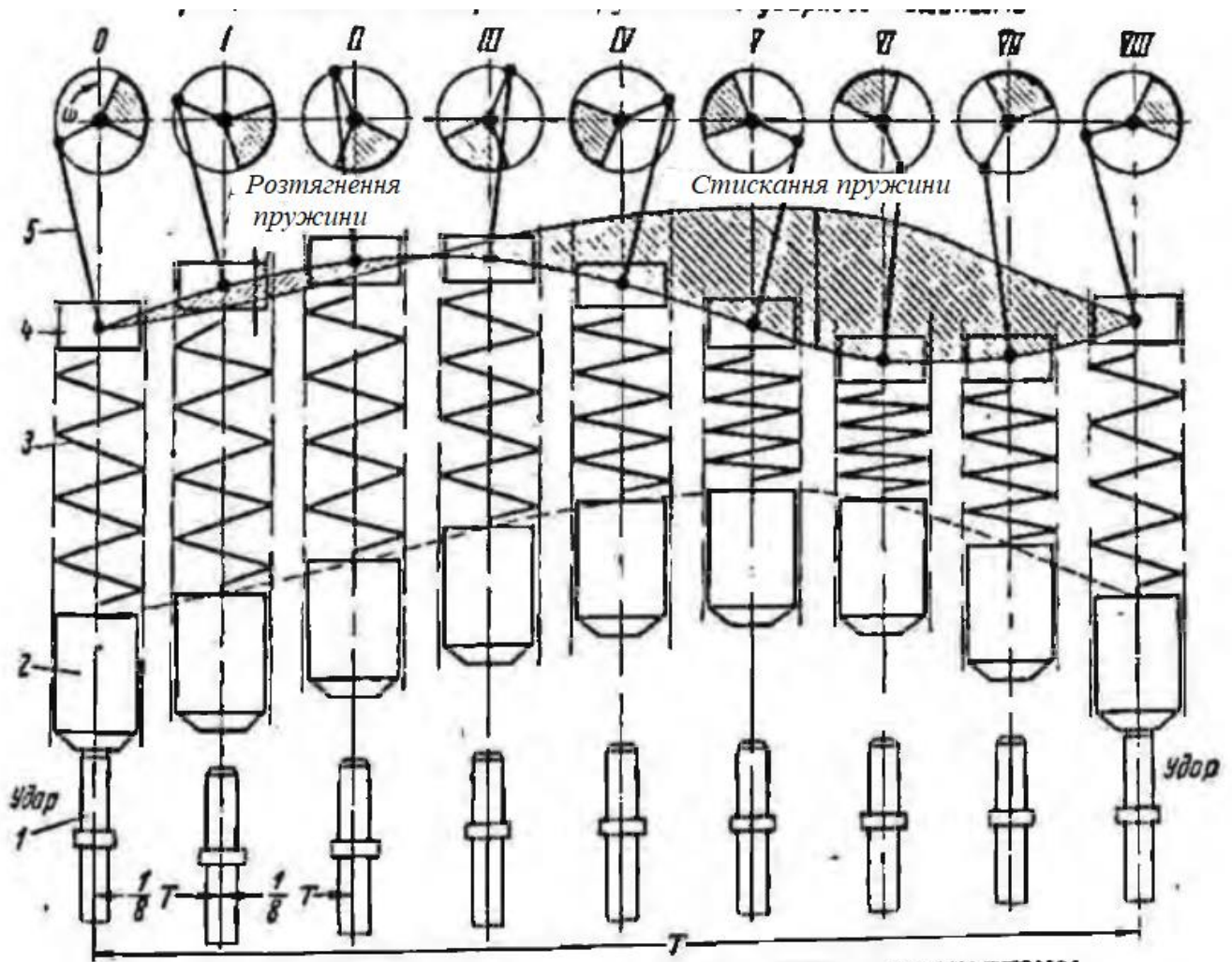


Рис 1.6 - Схема роботи пружинного ударного механізму [13]: 1 – інструмент; 2 - бойок; 3 - пружина; 4 - повзун; 5 - шатун

На рис 1.7, в покапаний графік роботи пружини ударного механізму з $\varepsilon_{\text{ч}} = 0,25$. Механізм працює з пропуском ударів. Число обертів кривошипа вдвічі більше числа ударів бойка. Тут енергія відскоку використовується повністю. Робота пружини складна. За час одного періоду коливання бойка вона двічі працює на стиск і розтяг [13].

На рис 1.7 г показано роботу ударного механізму з $\varepsilon_{\text{ч}} = 0,52$ при безударному режимі коливань бойка. Розмах коливань бойка незначний. Розмір фазового кута близька до 180° . Пружина працює зі знаковмінним навантаженням. Напруги витків пружини при стисканні і розтягненні майже рівні [13].

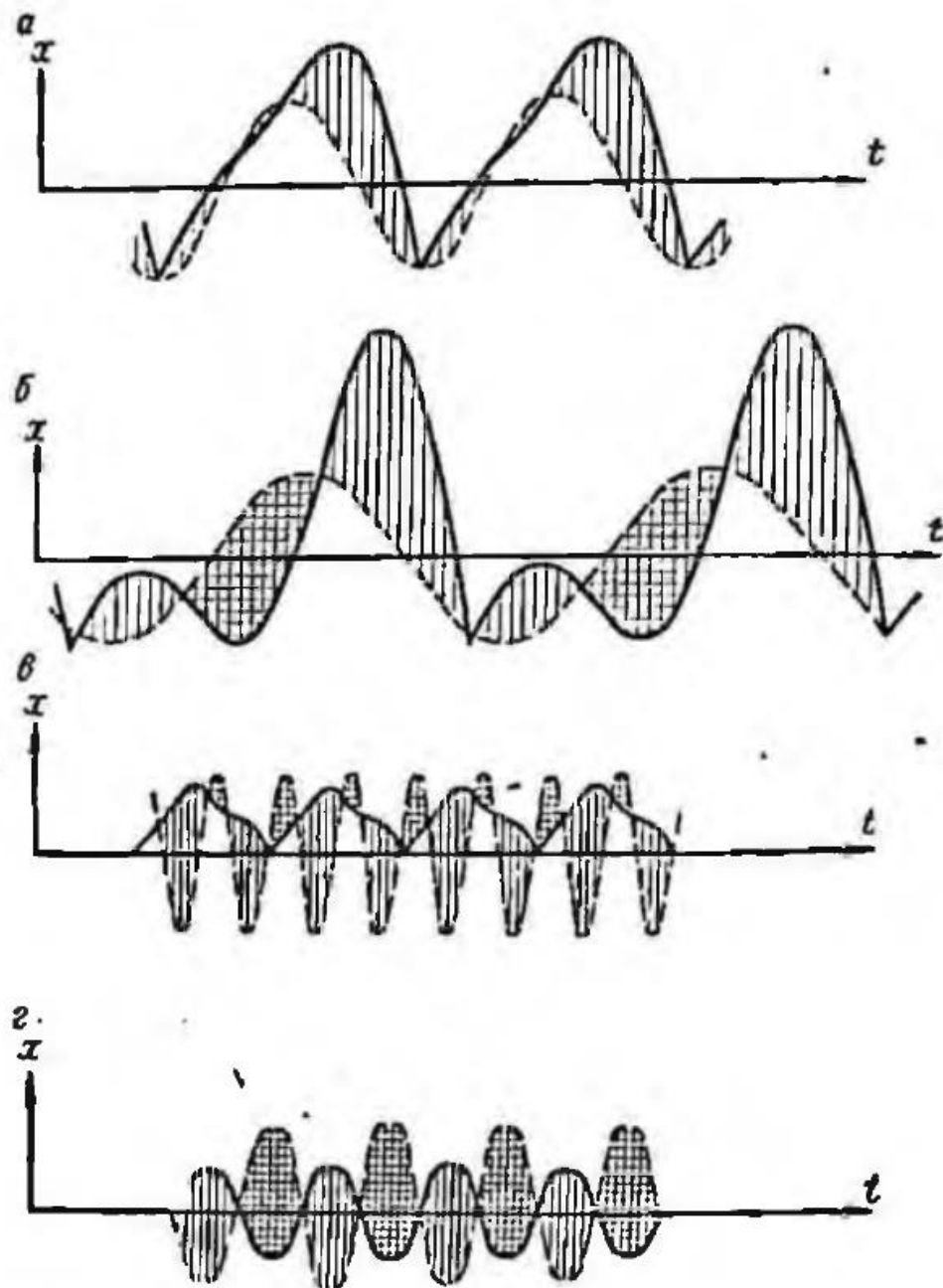


Рис 1.7 - Графік роботи пружини ударного механізму [13] з $\varepsilon_{\text{ч}} = 1; 1,50; 0,25$ і на холостому ході: а - $\varepsilon_{\text{ч}} = 1$; б - $\varepsilon_{\text{ч}} = 1,50$; $x_0 = r$; в - $\varepsilon_{\text{ч}} = 0,25$; $x_0 = 0$; г - $\varepsilon_{\text{ч}} = 0,52$; $x_0 = r$.

1.3. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

У результаті аналізу відомих конструкцій перфораторів з електромеханічним приводом, можна зробити висновок про те, що, з точки зору ефективного руйнування гірських порід, найкращою конструкцією є саме перфоратори з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком.

Метою роботи є покращення режиму роботи перфораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком.

Об'єкт досліджень – процес роботи перфораторів з електро-механічним приводом і шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком.

Предмет дослідження – параметри перфораторів з електро-механічним приводом і шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком..

Задачі дослідження:

1. Розробка математичної моделі перфоратора з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком;

2. Комп'ютерне моделювання перфоратора з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком;

3. Визначення раціональних параметрів перфоратора з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком;

4. Розробка рекомендацій щодо проектування перфораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком.

2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРО-МЕХАНІЧНИХ ПЕРФОРАТОРІВ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення поставленої мети з покращення режиму роботи перфтораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком, планується проведення наступних досліджень.

На першому етапі проводитиметься аналіз відомих конструкцій електромеханічних перфтораторів з метою визначення раціональної схеми, енергія удару поршня у якій не залежала б від фізико-механічних властивостей гірської породи, яка руйнується.

На другому етапі планується розробка математичної моделі перфторатора з електро-механічним приводом для обраної кінематичної схеми. Проводитиметься аналіз аналітичних виразів, обґрунтування раціональних параметрів механізму, а саме роботи у резонансному режимі.

Після побудови математичної моделі задля доповнення її до повноцінної методики розрахунку планується побудова та дослідження комп'ютерної моделі перфторатора з електро-механічним приводом. У ході дослідження доповнюється математична модель, перевіряються аналітичні залежності, порівнюються результати математичного та комп'ютерного моделювання.

На останньому етапі розробляється загальна методика розрахунку механізму перфторатора з електро-механічним приводом з раціональними параметрами. Додатково проводиться аналіз базових величин для усієї області визначення перфтораторів. Таким чином перевіряється роботоспроможність розробленої методики для визначення їх раціональних параметрів перфтораторів з електро-механічним приводом для усього промислового діапазону значень визначних параметрів, притаманних перфтораторам для буріння шпурів.

2.2. Аналіз відомих конструкцій механізмів електро-механічних перфораторів

Відомі ударні електричні перфоратори з безперервним обертанням бура [1], з молотом, укладеним у загальному кожусі з робочим механізмом та передачею обертання від двигуна за допомогою зубчастих передач. У пропонованому ударному електричному перфораторі застосована кільцева пружина, закріплена на кінці штока бойка і бойка повернено-поступального руху посередництвом кулачка, укладеного на валу електромотора.

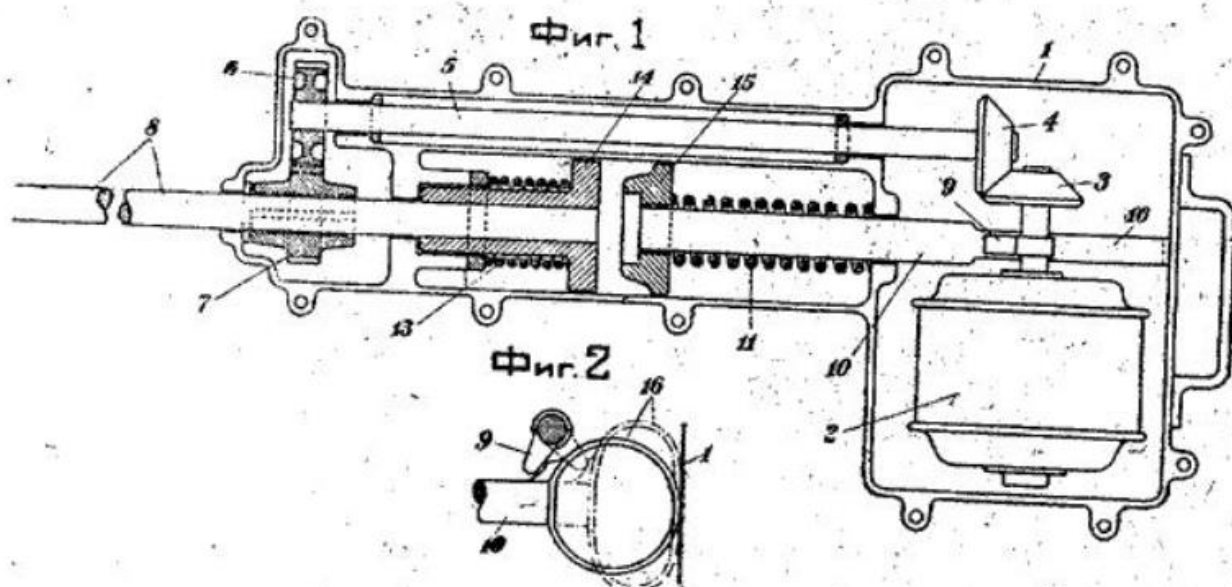


Рис 2.1 – До патенту [1]

На валу 8 перфоратора глухо закріплена тарілка 14, що діє на пружину 13. На штоку 10 знаходиться боек 15, що діє на тарілку 14. Пружина 11 служить для створення удару бойка 15 про тарілку 14. На кінці штока 10 укріплена пружна стороною наглухо до кожуха перфоратора. На пружину 16 діє кулачок 9, заклинений на валу електромотора 2. За допомогою конічних шестерень 3 і 4 і передавального вала 5 робота електромотора 2 передається циліндричній шестерні 6, що зчепляється шестернею 7, що сидить на валу перфоратора 8.

Шестерня 7 разом з валом 8 не пересувається, так як вал 8 вільно пересувається в поздовжньому напрямку на шпонках, прикріплених до валу.

Робота перфоратора відбувається в такий спосіб.

Силою електромотора пружина 2 16 за допомогою кулачка 9, заклиненого на валу електромотора 2, пересувається в бік мотора; пружина 11 стискається у бік кожуха перфоратора 1, амортизуючи удар.

У наступному положенні кулачок 9 зіскакує з пружини 16, пружини 16 і 11 відпускаються, роблячи удар через бойок 15 на тарілку 14, від якої отримує ударний рух вал 8 перфоратора.

Пружина 13, будучи амортизатором в момент удару, стискається, після удару вона відпускається, просуваючи тарілку 14 тому. З допомогою конічних шестерень 3 і 4 і передавального валу 5 циліндричних шестерень 6 і 7 вал 8 перфоратора безперервно отримує обертальний рух

Пропонований [2] електричний молотковий ударно-обертальний перфоратор призначений для важких бурових та кришових робіт у вибоях, незалежно від твердості порід. Перфоратор відрізняється від загальновідомих типів лише застосуванням передачі ременем від мотора колінчастому валу, що повідомляє буру поворотно-поступальний рух, і черв'ячному механізму для безперервного обертання бура.

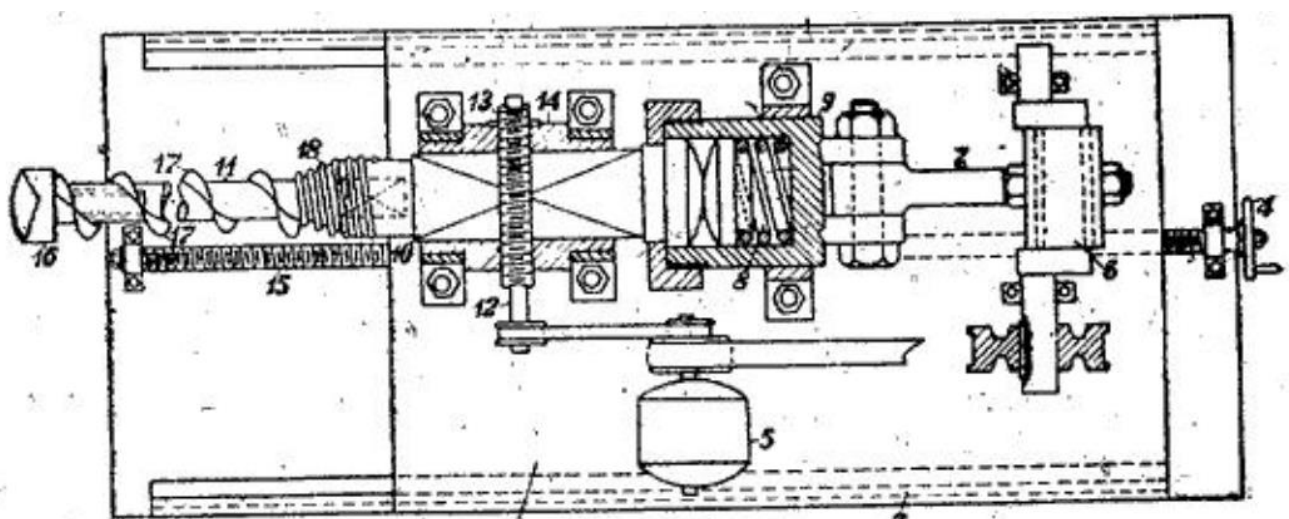


Рис 2.2 – До патенту [2]

Весь механізм перфоратора укріплений на рамі 1, що пересувається по паралелях 2 за допомогою гвинта 15, забезпеченого маховичком 4 і пропущеного через показану на кресленні гайку, укріплену на рамі. На цій же рамі встановлений електромотор 5, пов'язаний ремінною (або іншою) передачею з колінчастим валом 6, який за допомогою шатуна 7, пов'язаного з амортизаційним циліндром 9 повідомляє зворотно-поступальне пересування-шпindelю 10. 10 вставлений стрижень 11 бура, закріплений наглухо конусної пружиною 18.

Для повідомлення шпindelю 10 обертального руху барабан 14, що містить частину шпindelю, що має квадратний переріз, жорстко з'єднаний з черв'ячною шестернею 13. Остання приводиться в обертання черв'ячним валиком 12, шків якого пов'язаний ременною передачею з тим же електромотором 5.

Таким чином, шпindel 10, а з ним і бур, одночасно отримують поворотно-поступальний і безперервний обертальний рух від одного електромотора 5.

Бур забезпечений шнеком 77 для видалення бурового борошна і голівкою 16, що загвинчується по заплечики і утримує шнек 17.

Особливість пропонованого перфоратора [3] полягає в тому, що, з метою здійснення швидкісного буріння в породах різної міцності, він виконаний зі змінними шайбами редукторних замість редукторних шестерень, при наявності пружин і гумових втулок, що амортизують конструкцію.

Основним вузлом перфоратора є високочастотний перетворювач коливань, що складається з двох шайб редукторних, з яких одна є робочою кулачковою /, а інша роликовою планшайбою 2.

Кулачкова шайба посаджена на вал 3 і з'єднується з електродвигуном 4 за допомогою проміжного шліцевого валу 5 та муфти 6.

Роликова планшайба складається з чотирьох концентричних закріплених на ній роликів 7 і кріпиться до корпусу перфоратора за допомогою чотирьох болтів 8.

Для розвантаження осьових зусиль, що діють на вал електродвигуна, застосована відбивна пружина 9, а для розвантаження поперечних зусиль на планшайбу - гумові втулкові амортизатори 10.

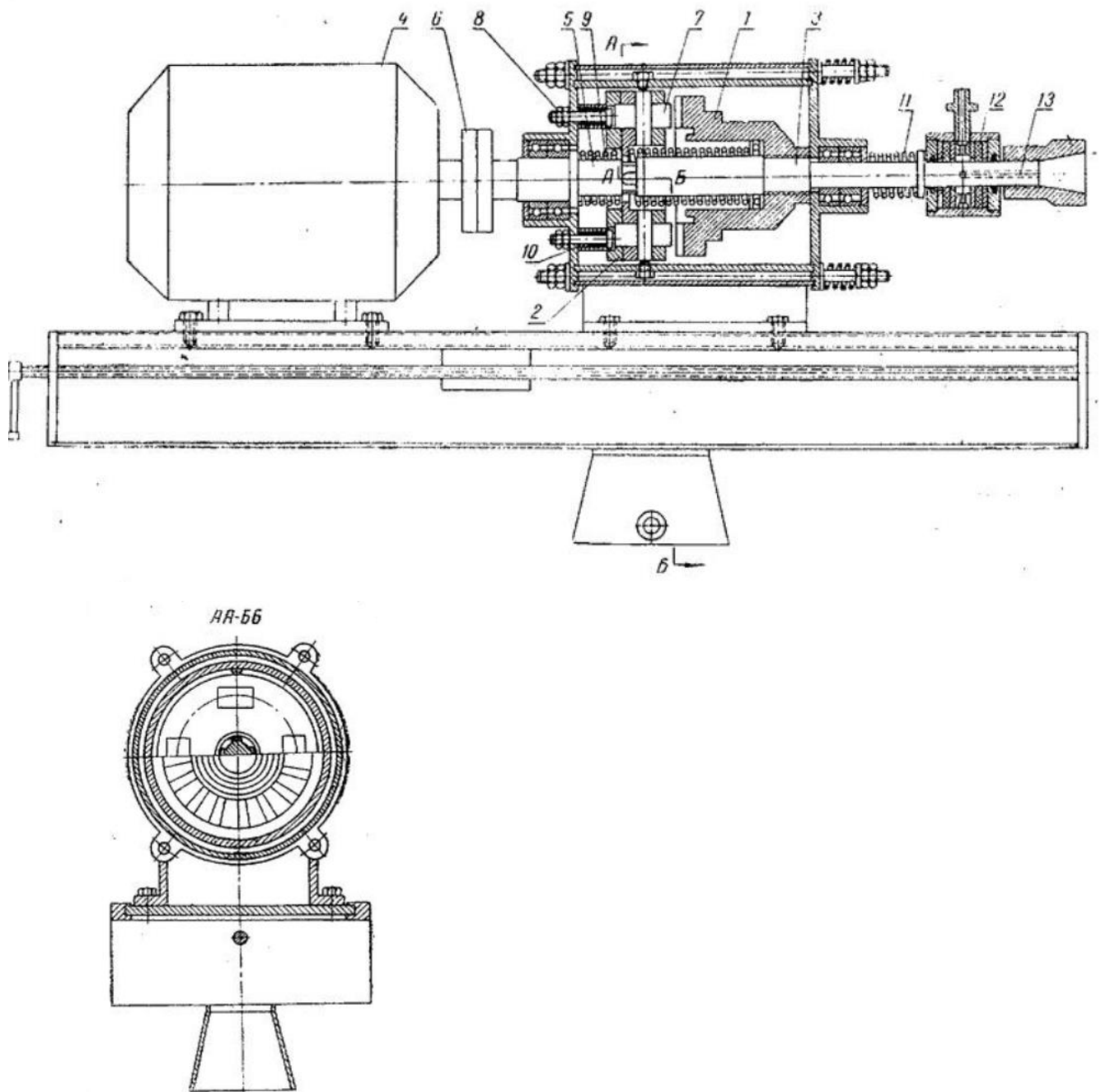


Рис 2.3 –До патенту [3]

Для створення робочого проміжку між обома шайбами служить обмежувальна пружина 11.

Перфоратор обладнаний водоприймальним кільцем 12 і водопідводним каналом 13.

Процес роботи перфоратора за-'ключається в наступному.

При неодруженому ході робоча кулачкова шайба / не стикається з роликовою планшайбою 2 і бур отримує тільки обертальний момент. При подачі робочого органу до вибою вал 3 подається назад, при цьому робоча шайба 1 також відійде назад і набігатиме на ролики план-шайби 2. завдяки чому робоча шайба 1 отримуватиме осьові коливання. При сукупності обертальних та осьових коливань виходить ударно-обертальна дія робочого бурового органу.

Конструкція перфоратора дозволяє здійснювати буріння із промиванням.

Винахід [4] відноситься до гірничої промисловості і може використовуватися для руйнування гірських порід в умовах обмеженої кількості компресорного обладнання.

Відомі перфоратори, що включають двигун з редуктором, ударно-поворотний механізм кривошипно-шатунного типу та бойок з робочим інструментом. Однак такі перфоратори мають складну конструкцію, а також значну вагу та габарити.

Відмінністю пропонованого електромеханічного перфоратора є те, що ударноповоротний механізм забезпечений пружиною розтягування з міжвитковим тиском, встановлений паралельно осі двигуна і виконаний у вигляді сукупності гелікоїдального гвинта з пружинною муфтою, розташованих в порожнині пружини розтягування, причому інший кінець пружини розтягування з повзуном кривошипно-шатунного механізму. Це дозволяє спростити конструкцію, знизити вагу та габарити перфоратора.

Електродвигун 1 за допомогою редуктора 2, кривошипа 3. шатуна 4 і двох коромисел 5 пов'язаний з повзуном 6. Повзун з'єднаний з пружиною розтягування 7 з міжвитковим тиском. Другим кінцем пружина 7 накинута на бойок 8. У середині повзуна 6 нарізана гелікоїдальна гайка, що зчленовується з глікоїдальним гвинтом 9. На останньому закріплена пружинна муфта 10. Між бойком 8 і виточкою в корпусі 11 встановлена. Інструмент 13 зчленовується з бойком 8 кільцевої площі дотику, поміщений в наконечник 14 і утримується в ньому пружиною 15.

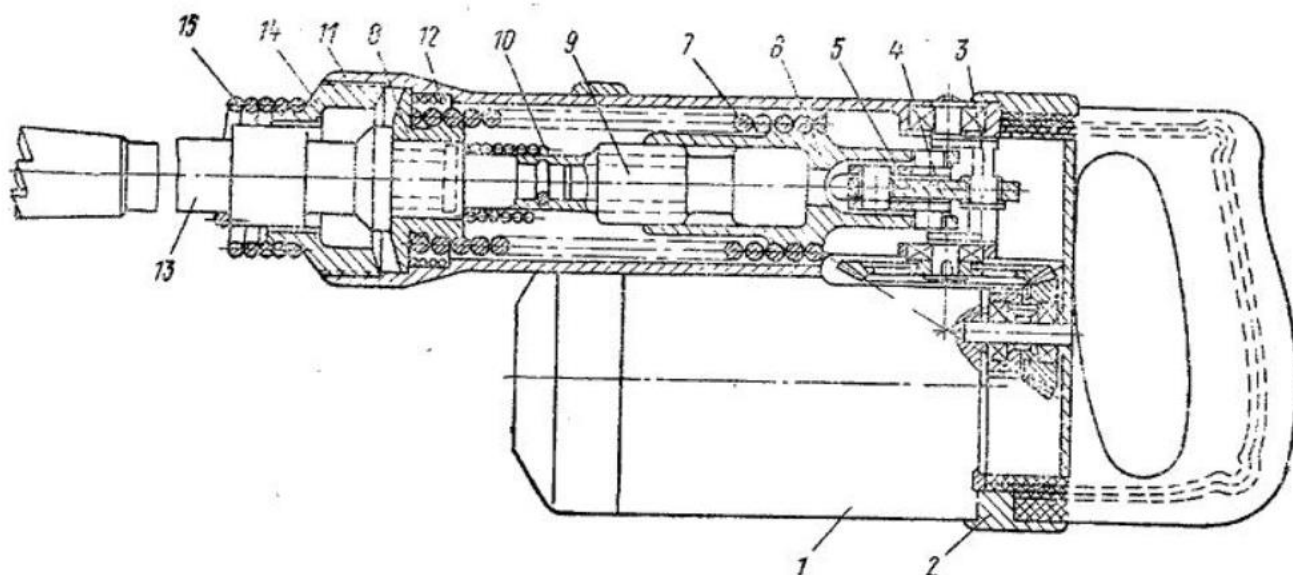


Рис 2.4 – До патенту [4]

Електромеханічний перфоратор працює в такий спосіб.

Обертання ротора електродвигуна 4 передається через редуктор 2 кривошипу 3. При натисканні на інструмент 13 бойок 8 стискає пружину 12 холостого ходу, а шатун 4 складається з коромислом 5 на повзуні 6 в кривошипно-шатунний механізм, який розтягує пруж.) мертвої точці відбувається розмикання кривошипно-шатунного механізму, і пружина 7 своїми витками завдає удару по бойку 8, що передається на інструмент 13. При цьому коромисловий механізм захоплюється пружиною 7 і працює незалежно від двигуна. Після удару цикл повторюється.

При розтягуванні пружини 7 гелікоїдальна гайка в повзуні 6 повертає гвинт 9, який через пружну муфту 10 передає обертання інструменту 13. При ході витків пружини 7 на удар глікоїдальний гвинт 9 обертається в іншому напрямку, але пружна муфта 0 сил тертя між витками цієї муфти та поверхнею інструменту внутрішній діаметр пружної муфти збільшується і інструмент прослизає щодо неї. У разі заклинювання інструменту в породі відбувається деформація кручення пружної муфти 10 на кут повороту гелікоїдальної пари, що запобігає обертанню корпусу-

Холостий хід перфоратора здійснюється в такий спосіб.

Коли натискання на інструмент 13 немає, бойок 8 переміщається пружиною 12 холостого ходу крайнє ліве (за кресленням) положення. При цьому обертання кривошипа 3 перетворюється на коливальний рух коромисла 5 без переміщення повзуна 6.

Мета винаходу [5] - підвищення експлуатаційної надійності шляхом виключення впливу імпульсного моменту, що виникає в контактї ударних поверхонь бойка та інструменту.

Це досягається тим, що в корпусі нерухомо закріплені дві паралельні один одному і поздовжньої осі бойка, що направляють, забезпечені пружними елементами, а бойок розміщений в корпусі з можливістю переміщення цих напрямних за допомогою пружних елементів.

Ударний механізм має корпус 1, інструмент 2, бойок 3, пружні елементи 4, що направляють 5 і механізм взводу бойка 6.

Механізм працює в такий спосіб.

Важелевий механізм взводу бойка 6 забезпечує взвод бойка 3 і деформацію пружних елементів 4. При взводі бойок 3 переміщається по напрямних 5 вгору, стискаючи пружні елементи 4. Бійок 3 і інструмент, що обертається 2 не стикаються між собою. Після скидання бойка 3 пружні елементи 4, стиснуті при взводі бойка 3, розганяють бойок 3, який наносить удар по інструменту, що обертається 2. В контактї ударних поверхонь обертового інструменту до не обертається бойка 3 виникає крутний момент, що прагне повернути Напрямні 5 сприймають цей крутний момент, частота якого відповідає частоті ударів ударного механізму. Після розриву контактних поверхонь бойка 3 і інструменту, що обертається, 2, на початку взводу бойка до наступного удару, дія крутного моменту на бойок 3 і далі на направляючі 5 припиняється.

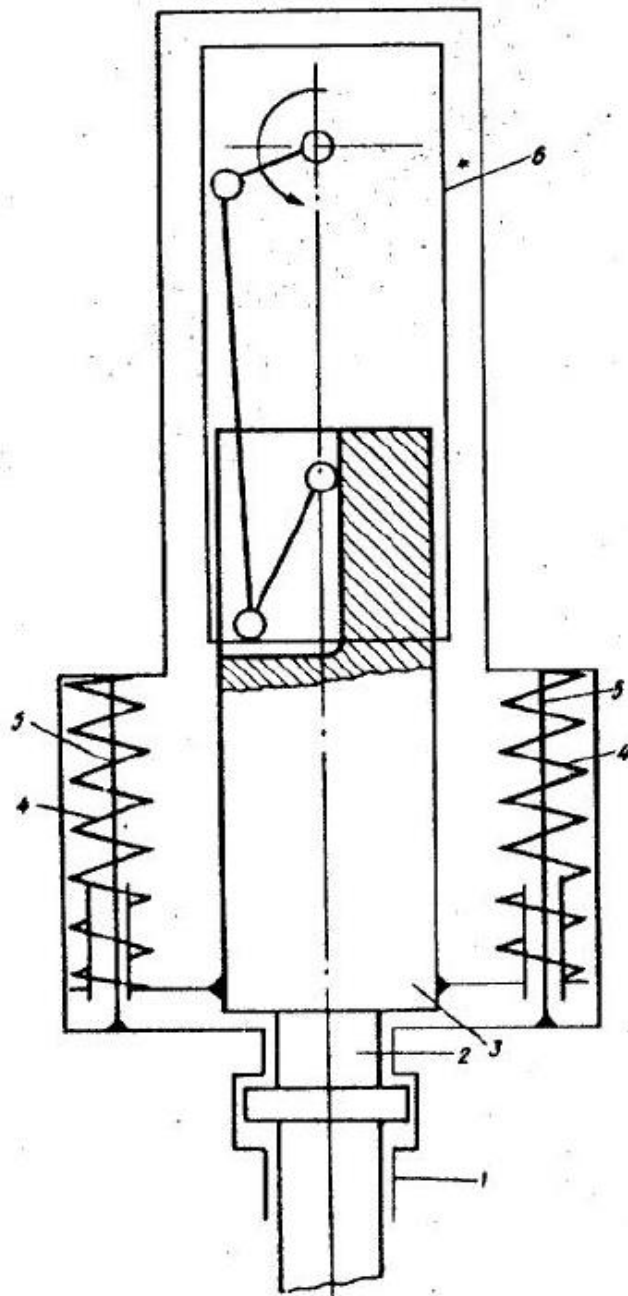


Рис 2.5 – До патенту [5]

Мета винаходу [6] - забезпечення ударно-обертального буріння та економія енергії.

Це досягається тим, що храповик виконаний заодно з ударником і з'єднаний з одного боку з шліцевим валом редуктора про обойми пружин, а з іншого - з хвостовиком бурової штанги і конічними роликами, розташованими на нерухомих осях.

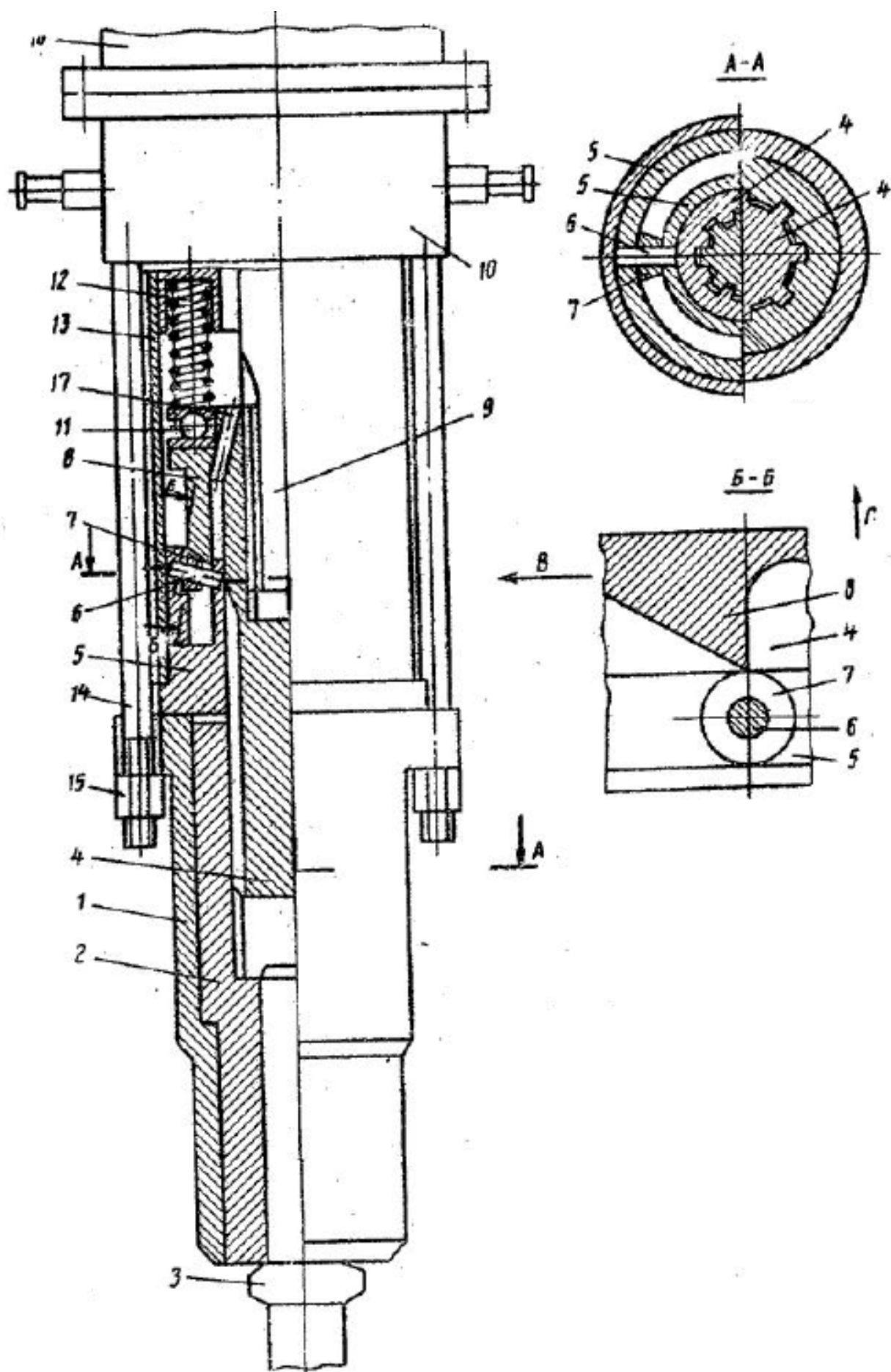


Рис 2.6 – До патенту [6]

Електричний перфоратор має корпус 1, 5 втулку 2, у верхній частині якої виконано шліцевий отвір, а в нижній - шестигранний отвір, призначений для стикування зі штангою 3, обертач - ударник 4, що направляє 5, у верхній частині якої д на осях 6 розташовані вільно обертові ролики 7, що знаходяться у взаємодії з зубами храповика 8, шліцевий вал 9, планетарний редуктор 10, підшипник 11, пружини 12, кожух 13. Кожух 13, корпус 1 і редуктор 10 з'єднані болтами 10 14 і г. електродвигун 16. Обертач-ударник 4 і храповик 8 виконані у вигляді однієї деталі.

Принцип роботи перфоратора ось у чому.

При включенні електродвигуна 16 9 вал редуктора. 10 приводить у обертання обертач-ударник 4. При обертанні обертача-ударника 4 направлена на стрілки 'В', похилі ділянки зубів храповика 8, взаємодіючи з роликами 7, повідомляють обертачу-ударнику 4 поступальний рух у напрямку стрілка 'Г', т. . у бік приводу, при атом стискаються пружини 12. Після того, як вертикальна ділянка зуба храповика 8 перейде за вісь обертання ролика 7, пружини 12 штовхають вниз обертач-ударник 4, що завдає удару по торцю штанги 3.

При русі обертача-ударника 4 у напрямку стрілки 'Г', повітряно-масляна емульсія, що знаходиться над його торцем через декомпресійні отвори 17 і кільцевий зазор, утворений між обертачем-ударником 4 і кожухом 13, проходить вниз. При русі обертача-ударника у зворотному напрямку, повітряно-масляна суміш тим самим шляхом повернеться вгору.

Мета винаходу [7] - підвищення енергії одиничного удару. Ця мета досягається в результаті того, що бойок має додатковий торцевий виступ для закріплення ролика, при цьому поверхня зазначеного виступу, що контактує з профілем кулачка, розташована перпендикулярно осі бойка на рівні дотичної до кола ролика.

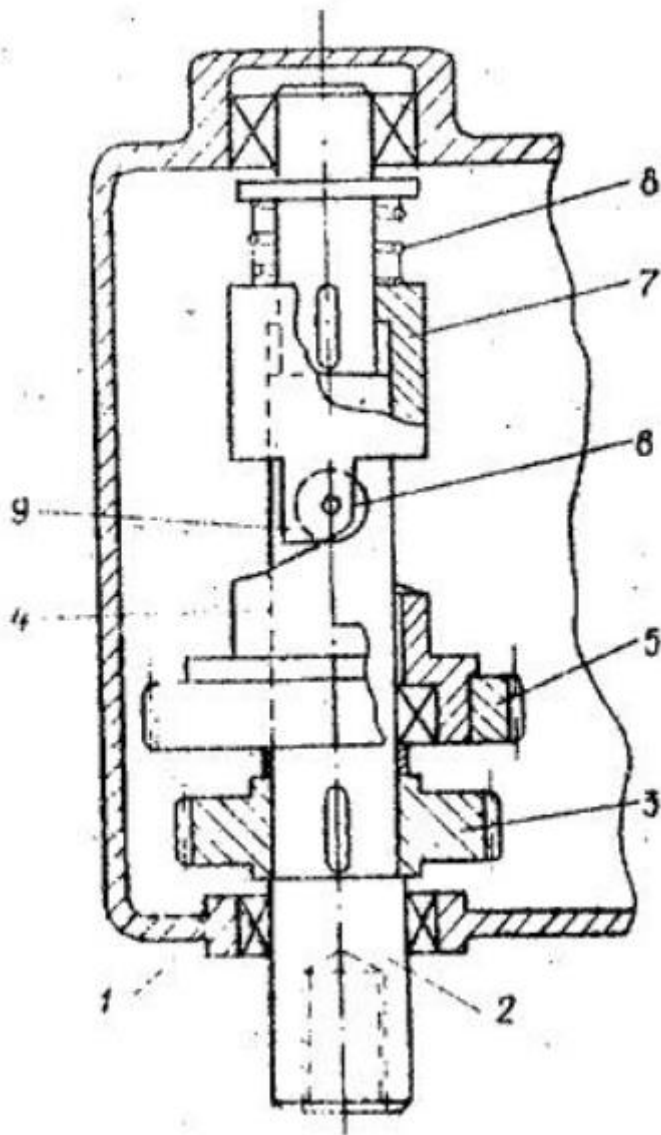


Рис 2.7 – До патенту [7]

У корпусі 1 встановлений хвостовик 2 бурового інструменту, на якому знаходяться шестерня 3, закріплена на шпонці, і кулачок 4, що вільно сидить. На кулачці 4 напресована шестерня 5.

Ролик 6 віссю закріплений на бойку 7, який знаходиться під дією пружини 8. На бойку 7 є торцевий виступ для закріплення ролика в.

Механізм працює в такий спосіб.

Шестерні 3 і 5 приводять у обертання хвостовик 2 і кулачок 4, причому швидкість обертання хвостовика 2 більше швидкості обертання кулачка 4. Бойок 7 виконує роль пружного штовхача кулачкового механізму і обертається синхронно з хвостовиком 2, переміщаючись відносно нього.

Ролик 6, вісь якого закріплена на бойці 7, перекочуючись по профілю кулачка 4, піднімає бойок 7 вгору, стискаючи при цьому пружину 8. У той момент, коли центр ролика знаходиться над верхньою точкою профілю кулачка 4, дотик з кулачком вступає торцевий бойка 7, який при подальшому повороті до моменту зриву бойка утримує його у верхньому положенні.

Контактируючая з профілем кулачка 4 поверхня торцевого виступу 9 розташована перпендикулярно осі бойка 7 на рівні дотичної до кола ролика, а довжина цієї поверхні така що в момент зриву бойка 7 ролик Сі не заважає його миттєвому осьовому переміщенню щодо кулачка 4, викликаного зусилля. результаті розрядки пружини 8 відбувається удар бойка 7 хвостовику 2 і потім цикл повторюється.

Наявність торцевого виступу на бойку дозволяє миттєво спрацьовувати бойку ударного механізму. Внаслідок цього збільшується енергія одиничного удару.

Розглянемо електричний молоток із затримуючим або захоплюючим механізмом бойка є механізованим інструментом ударної дії з електричним приводом. Особливістю механізму є наявність затримуючого або захоплюючого механізму бойка, що діє при зворотному ході поршня і спрацьовує при заданому куті повороту валу двигуна. Затримуючий механізм є системою пружин і важелів, що впираються одним кощем у корпус молотка, а іншим — у бойок для його затримки до моменту зриву бойка. Важелі затримуючого механізму є елементами, що стежать за рухом бойка і автоматично фіксують його в потрібному положенні. Електричні молотки з затримуючим та захоплюючим механізмом бойка можуть бути виконані з повітряним та пружинним зв'язком. Затримуючий механізм бойка робить сприятливими умови роботи пружин, що діють на бойках. Ця обставина вкрай важлива, оскільки у відомих раніше електричних молотках робочі пружини працювали у важкому режимі і швидко виходили з ладу. Крім того, електричні молотки із затримуючим механізмом бойка мають певний цикл роботи з будь-якої породи; більшу рівномірність завантаження електродвигуна; можливість

здійснення одиничного удару; менша вага порівняно з існуючими електромеханічними молотками при рівних основних показниках (енергії та кількості ударів).

Молотки з затримуючим або захоплюючим механізмом бойка можуть бути спроектовані на енергію удару від 0,1 до 150 кГм п частоту від 1500 до одного удару в хвилину, а тому область застосування їх може бути дуже різноманітною [8, 12].

Найбільший інтерес становлять захоплення твердими тілами. Вони допускають значну зміну форми і конструкції прості конструктивно і в експлуатації, не нагріваються, забезпечують точність включення і вимикання. Недоліком їх є знос поверхонь, що контактують. Основні шляхи підвищення надійності захоплень - збільшення розмірів контактуючих поверхонь, усунення ковзання між ними, створення «розвантаженого» захоплення (зі зняттям зусилля притискає контактуючі поверхні один до одного, до моменту вимикання захоплення), виключення раптового, і особливо ударного, навантаження на привід при захопленні і зрив бойка. Найбільш перспективними є поперечне двостороннє захоплення, кулачкове захоплення [9] і шарнірне захоплення (рис. 2.8).

Розглянемо шарнірний взвод пружини ударного вузла.

Механізм шарнірного взводу пружини в машинах ударної дії має лише нижчі пари, більш надійні та зносостійкі порівняно з вищими парами. Зв'язки, розмикаючись на час удару та прискорення бойка кінематично, залишається механічно замкненим протягом усього робочого циклу. Це дозволяє використовувати підшипники кочення на всіх шарнірах механізму.

Схема та принцип роботи механізму показані на рис. 2.8. Привідною ланкою є кривошип 1, що обертається електродвигуном. Ланка 2 шарнірно пов'язана з хвостовиком 3 робочої пружини 7, з'єднується з кривошипом 1 шатуном 5. Хвостовик пружини 7 конструктивно виконаний таким чином, що ланка 2 при обертанні проти годинникової стрілки горизонтальному положенні (рис. 2.8, б, в) спирається на виступ хвостовика 3, що перешкоджає його подальшому обертанню.

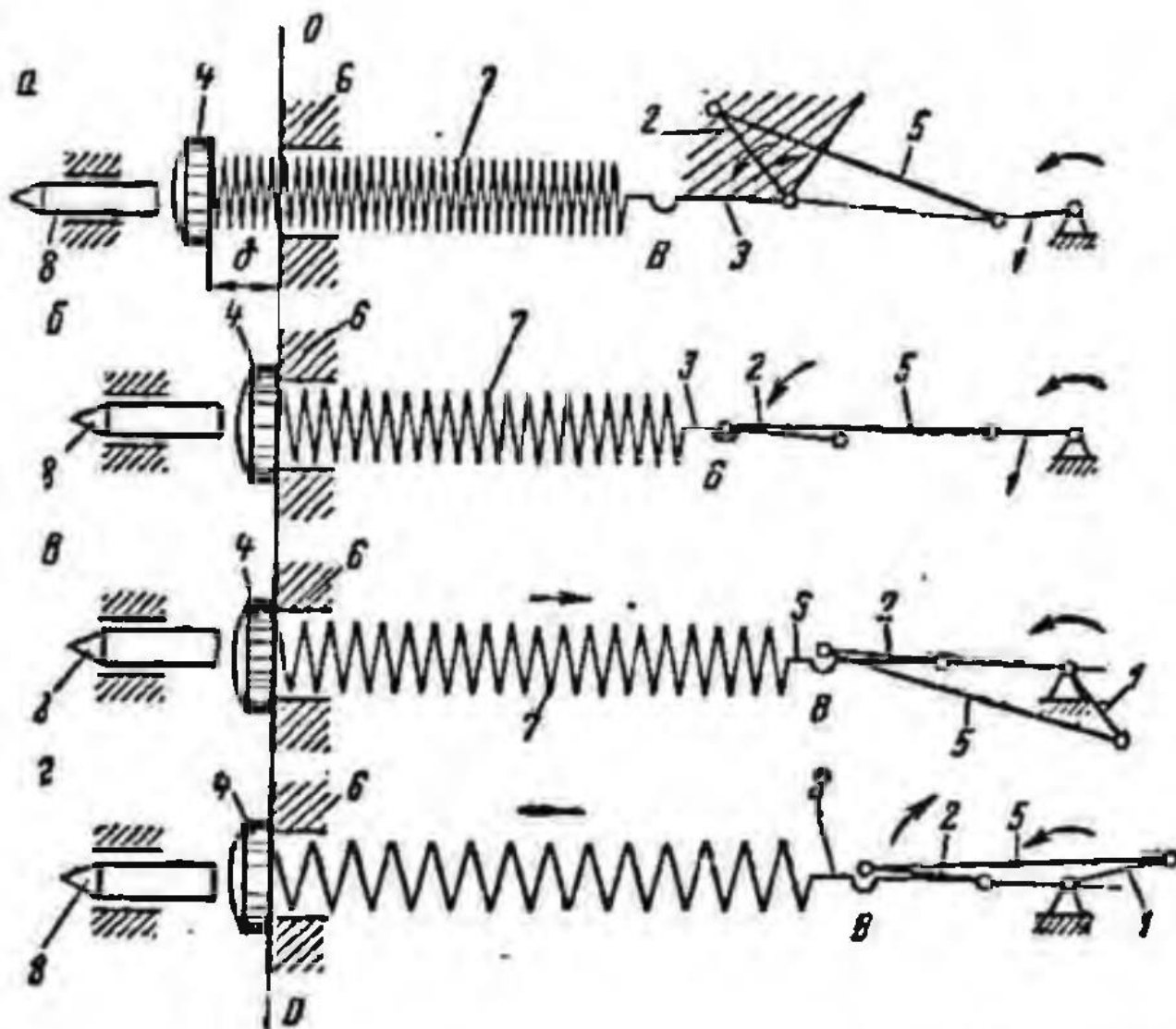


Рис. 2.7 - Схема шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком (пружиною): а - холостий хід; б-захоплення пружини; в- робочий хід; г - закінчення робочого ходу

Таким чином, ланка 2 може здійснювати тільки коливальний рух в зоні, що переміщається з хвостовиком 3, яка на рис. 2.8, а заштрихована. Експериментально встановлено, що відношення довжини ланки 2 до довжини кривошипа має дорівнювати 1,5 -2. Така величина забезпечує безударний режим роботи механізму та чіткий перехід на холостий хід. Довжина шатуна визначається з конструктивних міркувань.

Нерухомий кінець пружини прикріплений до ударника 4, який при розтягуванні пружини упирається корпус молотка 6.

Принцип роботи механізму є наступним. При холостому ході машини кривошип 1 обертається проти годинникової стрілки. У цьому положенні пружна 7 зсунута щодо умовної нульової лінії у бік інструменту 8 на величину 6. Ланка 2 при колюванні не доходить до виступу хвостовика 3 і захоплення пружини не відбувається.

При підтисканні молотка до вибою інструмент 8 переміщає ударник 4 з пружиною 7 на нульову лінію (рис. 2.8 б), при цьому хвостовик 3 виявляється в робочому положенні. Ланка 2 доходить до упору хвостовика 3, що перешкоджає її обертанню. Це положення відповідає початку робочого ходу. При подальшому обертанні кривошипу 1 (рис. 2.8, в) відбувається розтягнення робочої пружини 7. Після закінчення робочого ходу кривошип 1 знаходиться в крайній правій точці (рис. 2.8, г). У тому положенні тиск ланки 2 на упор стає рівним кулю, а після проходження кривошипом крайнього правого положення ланка 2 починає рух за годинниковою стрілкою; витки пружини рухаються «на удар». При подальшому обертанні кривошипу робочий цикл повторюється. Таким чином, механічний ланцюг між бойком і приводом постійно замкнутий. Замикання кінематичного ланцюга відбувається без внутрішніх ударів, що забезпечує ефективне заспокоєння колювань бойка. Розмикання кінематичного ланцюга характерне плавним зняттям навантаження. Всі перелічені властивості цього захоплюючого механізму забезпечують надійну роботу ударного вузла та приводу.

2.3. Математична модель електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком

На основі відомих залежностей, розробимо математичну модель електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком.

Переміщення ланки з пружиною під час робочого ходу в залежності від кута повороту кривошипу φ до розмикання кінематичного ланцюга визначається законом руху повзуна кривошипно-шатунного механізму

$$x_n = r \left(\cos(\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cos(2\varphi) \right) \quad (2.1)$$

де r – радіус кривошипа; L – довжина шатуна; $\lambda = \frac{Rr}{L}$

Швидкість повзуна

$$v_n = \dot{x}_n = -r\dot{\varphi} \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right) \quad (2.2)$$

Прискорення

$$a_n = \ddot{x}_n = -r\dot{\varphi}^2 (\cos(\varphi) + \lambda \cos(2\varphi)) - r\ddot{\varphi} \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right) \quad (2.3)$$

при $\varphi = \omega = const$

$$a_n = -r\omega^3 (\cos(\varphi) + \lambda \cos(2\varphi)) \quad (2.4)$$

Сила, що при цьому розвивається, визначається за прискоренням

$$F = m_{np} a_n \quad (2.5)$$

де m_{np} – приведена маса бойка

Робочий процес електроперфоратора з шарнірним захопленням за цикл описується системою двох диференціальних рівнянь [13]:

1) рівнянням руху валу кривошипу протягом усього циклу роботи

$$dU = d \left(J_{np} \frac{\omega_{kp}^2}{2} \right) = (M_\delta - M_c) d\varphi \quad (2.6)$$

де U - кінетична енергія всіх ланок машини; J_{np} - наведений до кривошипу момент інерції всіх ланок

$$J_{np} = \sum \frac{m_k v_k^2}{\omega_{kp}^2} + \sum J_k \frac{\omega_k^2}{\omega_{kp}^2} \quad (2.7)$$

де m_k , v_k , J_k , ω_k — маса, швидкість центру мас, момент інерції щодо центру мас та кутова швидкість кожної ланки; ω_{kp} - кутова швидкість кривошипа; M_δ - момент рушійних сил; M_c - момент сил опору.

2) рівнянням руху бойка після розмикання кінематичного ланцюга

$$m_{np} \frac{d^2 x_\delta}{dt^2} = F_{np} + F_{mp} \quad (2.8)$$

де F_{np} - зусилля пружини; x_b - координата руху бойка; c - жорсткість пружини; x_o - попередній натяг дружини; $F_{тр}$ - сила тертя між бойком і стволом.

Вирішення цих рівнянь виконується порівняно просто і з достатньою точністю графоаналітичним способом і дає можливість встановити зміну кутової швидкості $\omega_{кр}$ кривошипа і лінійної швидкості v_b бойка, а також побудувати графік зміни моменту сил опору M_c по куту повороту кривошипа φ . Ці дані необхідні для підбору електродвигуна та розрахунку пружини на міцність та довговічність.

Обчислення значень J_{np} для ланок електроперфоратора з шарнірним захопленням показало, що величиною, що визначає приведений до кривошипу момент інерції є приведений момент інерції ротора електродвигуна (порядку 99%), тому можна положити, що $\omega_{кр} = const$.

Зміна кутової швидкості за результатами рішення диференціального рівняння (2.8) становить до 3% середньої кутової швидкості кривошипу. Слід сказати, що механізм шарнірного взводу пружини може бути ефективно використаний і у інших машинах, де проводиться силове розмикання вузлів. Причому що більше розвиваються динамічні зусилля, то доцільніше його застосування.

Розглянемо вибір параметрів електромеханічного молотка із захоплюючим механізмом бойка.

Оптимальні значення параметрів ручних електромеханічних машин ударної дії обирають залежно від призначення молотка і умов його роботи.

Вихідними даними при проектуванні молотка є:

- вага молотка G_m ;
- енергія удару A_b ;
- число ударів на хвилину n ;
- зусилля подачі F_y ;
- вага інструменту G_i .

При розрахунку прийнято такі припущення:

а) електродвигун підбираємо за каталогом і вважаємо його вбудованим в корпус молотка;

б) кутову швидкість за один оберт валу кривошипу вважаємо (у першому наближенні) постійною, тобто $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = const$;

в) положення молотка вважаємо горизонтальним;

г) силами опору повітря і силами тертя в окремих вузлах нехтуємо;

д) враховуємо вплив відскоку бойка на робочий процес молотка (віддача, можливість внутрішніх ударів, розрахунок пружин і амортизаторів), виходячи з гранично можливого значення коефіцієнта відновлення при ударі, за подібними даними вибираємо параметри молотка, що визначають його оптимальний режим роботи.

Розрахунок ведеться у наступній послідовності.

1. З найкращих умов передачі удару обирається вага бойка $G_m > G_i$ (вагу бойка в другому наближенні можна ввести 1/3 ваги пружини).

2. Швидкість бойка

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gA_{\delta}}{G_{\delta}}} \quad (2.9)$$

Передача енергії від бойка до інструменту лімітується значенням допустимої швидкості зіткнення сталевих тіл) порядку 7-10 м/сек, коли відбувається пружний удар, який не супроводжується залишковими деформаціями.

З умов міцності інструменту приймаємо $v_1 \leq 9$ м/сек. Максимальну швидкість відскоку при ударі по сталі приймаємо $v_2 = 5$ м/сек. При цьому вважаємо, що пластичних деформацій у пружинах не відбувається.

3. Вибираємо радіус кривошипа r , виходячи з конструктивних можливостей кращого використання енергії пружин і розвантаження механізму захоплення від зусиль при його звільненні з умови:

$$F_{\max} \leq \frac{G_{\delta}}{g} (1 - \lambda) r \omega^2 \quad (2.10)$$

де $\lambda = \frac{r}{L}$; L - довжина шатуна.

При силі F пружини більшої, ніж граничне значення F_{max} , розчеплення захоплення з бойком не станеться

4. Визначаємо параметри пружин.

Середнє значення сили пружин

$$F_{cp} = \frac{A_{\delta}}{2r} = \frac{F_{max} + F_0}{2} \quad (2.11)$$

Значення F_0 зусилля початкового натягу пружин і значення F_m обираємо з умови роботи захоплення з урахуванням віддачі молотка та включення його в роботу.

Сумарна жорсткість обох пружин

$$c = \frac{F_m - F_0}{2r} \quad (2.12)$$

Знаходимо відношення частоти вимушених коливань ω до частоти власних коливань ω_0 маси бойка m_{δ} на пружинах жорсткості c (сумарно і окремо для кожної пружини з урахуванням їх маси).

Розміри, вага та характеристики міцності пружин підбираємо згідно методики розрахунку, викладеної в роботах [13].

5. Знаходимо середнє значення сили, що діє корпус молотка при розрядці пружин, під час циклу T

$$F_{cp.k} = \frac{m_{\delta} v_1}{2\pi} = \frac{S}{T} = \frac{\sqrt{2A_{\delta}m_{\delta}}}{T} = \frac{n}{60} \sqrt{2A_{\delta}m_{\delta}} \quad (2.13)$$

З останньої формули видно вплив параметрів молотка $m_{\delta} = \frac{G_{\delta}}{g}$, A_{δ} , n на значення середньої величини зусилля подачі (що дорівнює і протилежна за величиною $F_{cp.k}$).

Час τ дії імпульсу S при розрядці пружин приблизно визначимо з умови

$$\tau = \frac{x_{max}}{v_{1cp}} = \frac{2r}{\frac{1}{2}v_1} = \frac{4r}{v_1} = 2r \sqrt{\frac{2G_{\delta}}{gA_{\delta}}} \quad (2.14)$$

Запасена у пружинах енергія

$$\begin{aligned}
 A &= A_1 + A_2 = \left(\frac{2F_{01} + c_1 2r}{2} \right) 2r + \left(\frac{2F_{02} + c_2 2r}{2} \right) 2r = \\
 &= (F_{01} + F_{02}) 2r + 2(c_1 + c_2) r^2 = F_0 2r + 2cr^2 = \\
 &= 2r(F_0 + cr) = 2rF_{cp}
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

оскільки

$$F_{cp} = F_0 + cr = \frac{F_0 + F_m}{2} \tag{2.16}$$

де

$$F_{\max} = F_0 + 2cr \tag{2.17}$$

Згідно теореми про рух маси за час τ дії сили витікає, що переміщення бойка

$$x = 2r = \frac{St_c}{m_\sigma} = v_1 t_c \tag{2.18}$$

звідки

$$v_1 = \frac{2r}{t_c} \tag{2.19}$$

де t_c - координата центру площі імпульсу S по осі t .

Робота в момент удару бойка

$$A_\sigma = \frac{m_\sigma v_1^2}{2} = \frac{S v_1}{2} = \frac{1}{2} F_{cp} \tau \frac{2r}{t_c} \tag{2.20}$$

Звідки

$$\tau = 2 t_c. \tag{2.21}$$

Кут повороту кривошипа α за час τ

$$\alpha = \omega \tau = \omega \frac{4r}{v_1} = \frac{\pi n r}{15} \sqrt{\frac{2G_\sigma}{gA_\sigma}} = \frac{\pi n}{15} \sqrt{\frac{G_\sigma}{g \left(c + \frac{F_0}{r} \right)}} \tag{2.22}$$

6. Визначаємо значення відношення $\frac{v_1}{r\omega}$ (однієї з основних характеристик основних характеристик роботи пружинного зв'язку) залежно від маси бойка маси бойка m_σ і початкового зтягу пружин F_0 , а також режиму роботи молотку, що характеризується величиною відношення $\frac{\omega}{\omega_0}$.

Частота вільних коливань бойка на пружинах визначається із співвідношення

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_{\sigma} + \frac{1}{2}m_{np}}} \quad (2.23)$$

де $c = c_1 + c_2$

Звідки

$$\frac{c}{\omega_0^2} = m_{\sigma} + \frac{1}{2}m_{np} \quad (2.24)$$

На виразі $A_{\sigma} = (F_0 + rc)2r$ знайдемо c і, розділивши його значення на ω_0^2 , отримаємо

$$\frac{c}{\omega_0^2} = \frac{A_{\sigma} - 2rF_0}{2\omega_0^2 r^2} = \frac{\frac{1}{2}m_{\sigma}v_1^2}{2\omega_0^2 r^2} - \frac{F_0}{\omega_0^2 r} \quad (2.25)$$

Прирівнюючи праві частини співвідношенні

$$m_{\sigma} + \frac{1}{3}m_{np} = \frac{1}{4}m_{\sigma} \left(\frac{v_1}{\omega_0 r} \right)^2 - \frac{F_0}{\omega_0^2 r} \quad (2.26)$$

отримаємо

$$\frac{v_1}{r\omega_0} = 2 \sqrt{1 + \frac{1}{3} \frac{m_{np}}{m_{\sigma}} + \frac{F_0}{r\omega_0^2 m_{\sigma}}} \quad (2.27)$$

Помножуючи обидві частини рівності на ω_0 і ділячи на ω , отримаємо

$$\frac{v_1}{r\omega} = 2 \frac{\omega_0}{\omega} \sqrt{1 + \frac{1}{3} \frac{m_{np}}{m_{\sigma}} + \frac{F_0}{r\omega_0^2 m_{\sigma}}} \quad (2.28)$$

У окремому випадку при $F_0 = 0$, $m_{np} = 0$ і $\omega_0 = \omega$ (резонансний режим) маємо $v_1 = 2r\omega$ (швидкість бойка дорівнює подвоєної окружної швидкості пальця кривошипа). Це значення можна отримати інакше

$$A_{\sigma} = \frac{cx^2}{2} = \frac{c}{2}(2r)^2 = 2cr^2 = \frac{2c}{m_{\sigma}}mr^2 = 2\omega_0^2 r^2 m = \frac{1}{2}4\omega_0^2 r^2 m = \frac{m_{\sigma}v_1^2}{2} \quad (2.29)$$

звідки

$$v_1 = 2r\omega_0, \quad \text{при } \omega_0 = \omega, v_1 = 2r\omega.$$

Формулі (2.29) можна надати наступного виразу:

$$\frac{v_1}{r\omega} = \frac{T}{\pi} \sqrt{\frac{G_{\sigma}}{g} \left(c + \frac{F_0}{r} \right)} = \frac{4}{\alpha} \quad (2.30)$$

Маса пружини m_{np} становить деяку частину від маси бойка, тому практично $\beta < 1$ і вплив β на величину $\frac{v_1}{r\omega}$ не суттєво, тому у першому наближенні у розрахунках величиною β можна знехтувати.

2.4. Методика комп'ютерного моделювання електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком

На основі розробленої математичної моделі електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком проведемо комп'ютерне моделювання роботи ударного механізму задля визначення раціональних параметрів його ланок, зокрема пружини.

Комп'ютерне моделювання проводимо за допомогою САПР SolidWorks розрахункового модуля Motion.

Попередній розрахунок проводимо у ПКА MathCAD

Вихідні дані

Потрібна енергія удару, Дж	$A_u := 50$
Потрібна частота ударів, уд/хв	$n_u := 1500$

Попередньо приймаємо

Швидкість удару, м/с	$v_u := 7$
Радіус кривошупу, м	$r := 0.015$
Довжина шатуна, м	$L_{ш} := 0.06$

Визначаємо

Маса бойка, кг

$$mb := \frac{2 \cdot Ay}{vy^2} = 2.041$$

кутова швидкість за один оберт валу кривошипу, рад/с

$$\omega := \frac{\pi \cdot ny}{30} = 157.08$$

Середнє значення сили пружини, Н

$$F_{cp} := \frac{Ay}{2 \cdot r} = 2.5 \times 10^3$$

Зусилля попереднього натягу пружини, Н

$$F_0 := \frac{Ay - \left(\frac{0.148 \cdot ny \cdot r \cdot \sqrt{mb}}{\Delta\omega} \right)^2}{2 \cdot r} = 1.997 \times 10^3$$

Граничне значення сили розчеплення, Н

$$F_{max} := 2 \cdot F_{cp} - F_0 = 3.003 \times 10^3$$

Жорсткість пружини, Н/м

$$c := \frac{F_{max} - F_0}{2 \cdot r} = 5.029 \times 10^4$$

Час дії імпульсу, сек

$$\tau := 2 \cdot r \cdot \sqrt{\frac{2mb}{Ay}} = 5.714 \times 10^{-3}$$

Власна частота без урахування маси пружини,

$$\omega_0 := \sqrt{\frac{c}{mb}} = 156.978$$

Співвідношення частот

$$\nu := \frac{\omega}{\omega_0} = 1.001$$

Таким чином, механізм працює у резонансному режимі.

За отриманими даними, та враховуючі рекомендації з п.2.3, побудуємо комп'ютерну модель ударного механізму.

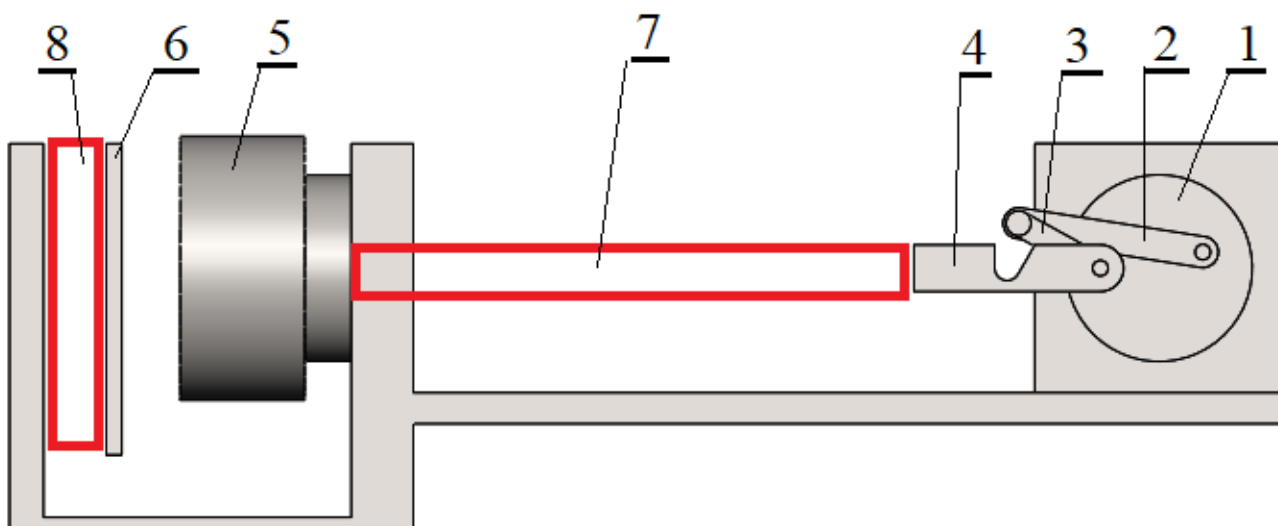


Рис 2.9 – Модель ударного механізму: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ланка; 4 – хвостова ланка; 5 – ударник; 6 – модель породи; 7 – ударна пружина; 8 – пружина, що моделює породу

За розрахунками побудовано ударник з масою 2,07 кг, що близько до розрахункової маси (рис 2.10).

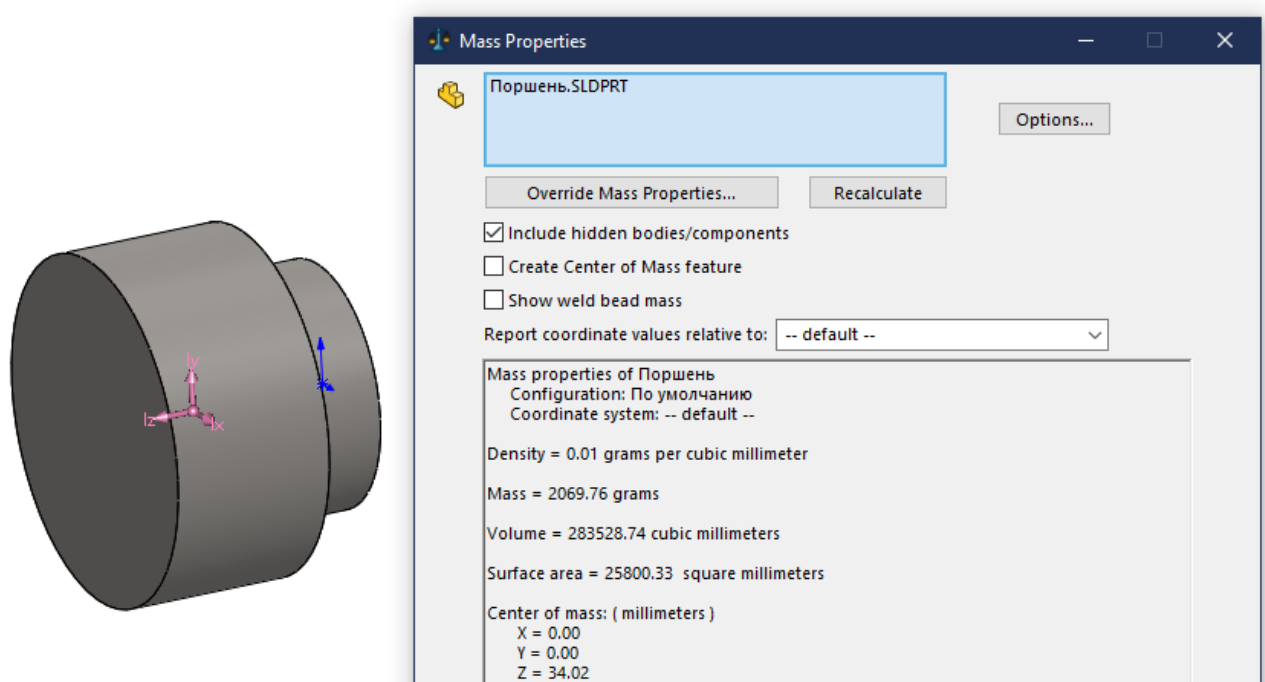


Рис 2.10 – Модель ударника

Кривошип (рис 2.11) має розрахункову довжину ланки.

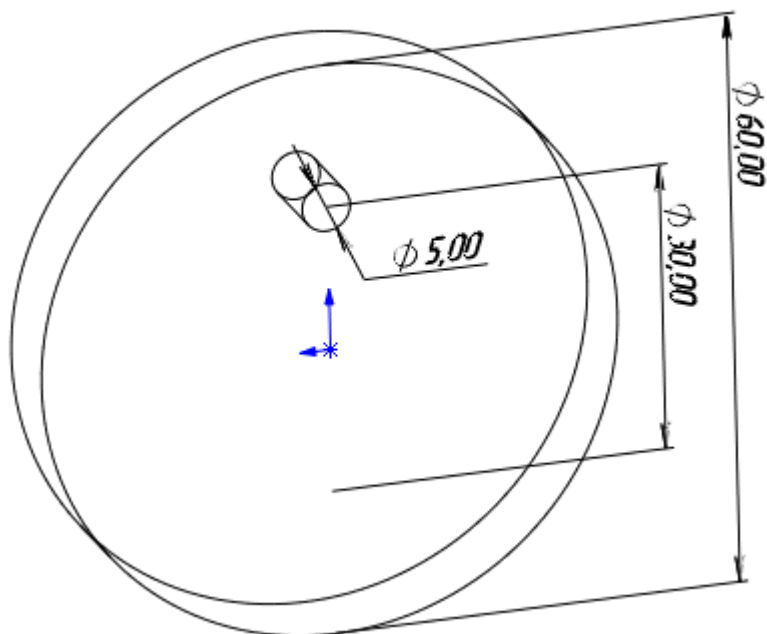


Рис 2.11 – Кривошип

Ланка (рис 2.12) має довжину у 2 рази більшу за довжину кривошипу.

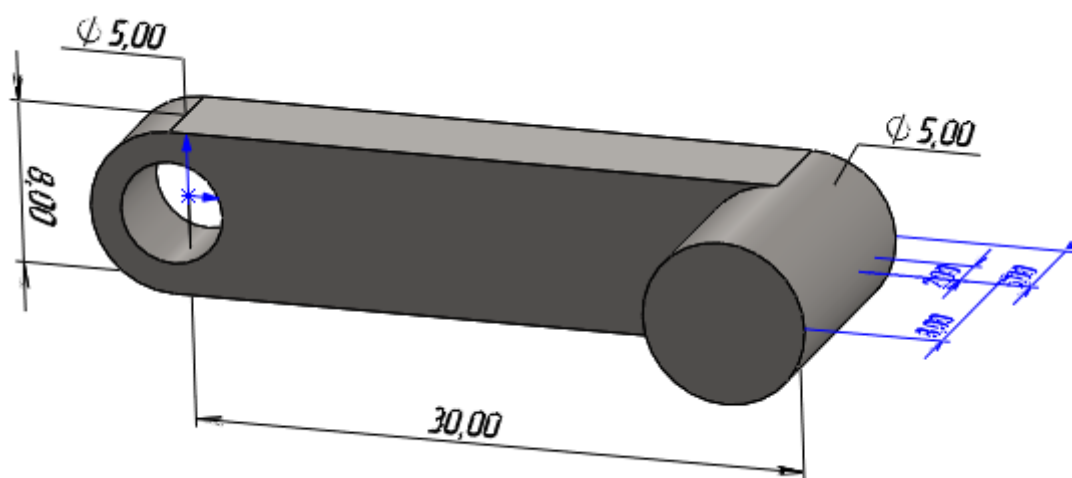


Рис 2.12 – Ланка

Шатун (2.13) має довжину більшу за ланку у 2 рази.

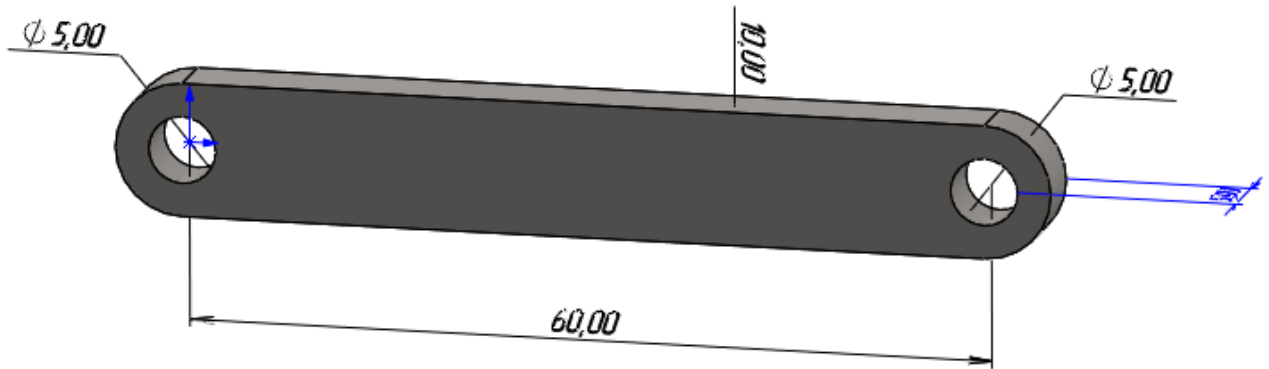


Рис 2.13 - Шатун

Гранична умова мотор (рис 2.14) має напрям та кількість обертів згідно з розрахунком.

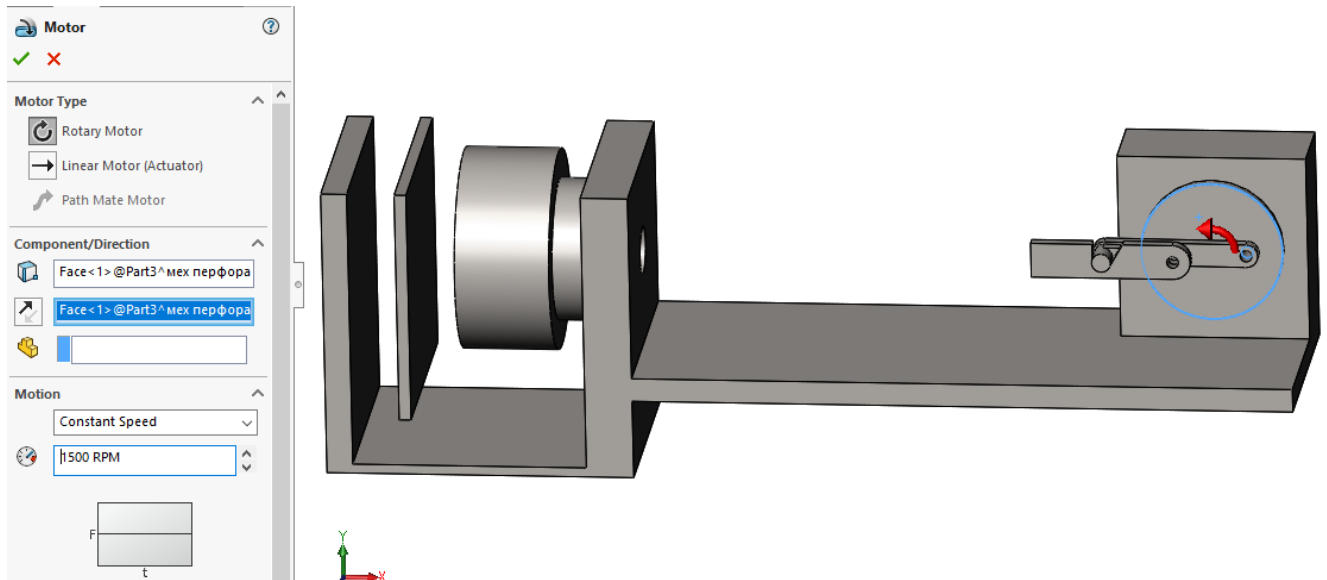


Рис 2.14 – Гранична умова мотор

Гранична умова ударна пружинив (рис 2.15) має жорсткість $c = 50290 \text{ Н/м} = 50 \text{ Н/мм}$

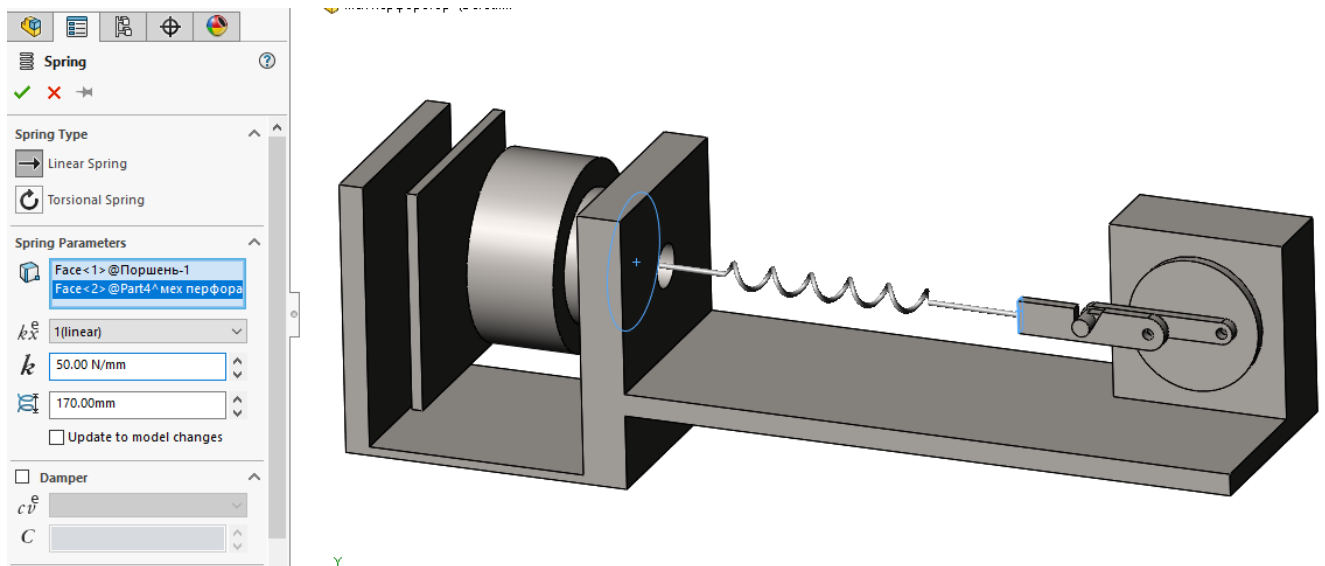


Рис 2.15 - Ударна пружина

Задля моделювання гірської породи планується використати пружину, жорсткість якої відповідає зусиллю руйнування при зануренні інструменту у неї на глибину 2 мм.

Межа міцності дробленої породи на стискання, Па

$$\sigma := 200 \cdot 10^6$$

Площа поршня, м²:

$$S_p := \frac{5674}{1000000} = 5.674 \times 10^{-3}$$

Максимальне значення сили дроблення, Н:

$$P := 0.013 \sigma \cdot S_p = 1.475 \times 10^4$$

Глибина занурення інструменту за 1 удар, м

$$S_g := 0.002$$

Жорсткість еквівалентної пружини, Н/м

$$C_e := \frac{P}{S_g} = 7.376 \times 10^6$$

Таким чином, задається гранична умова пружина (рис 2.15), що моделює гірську породу.

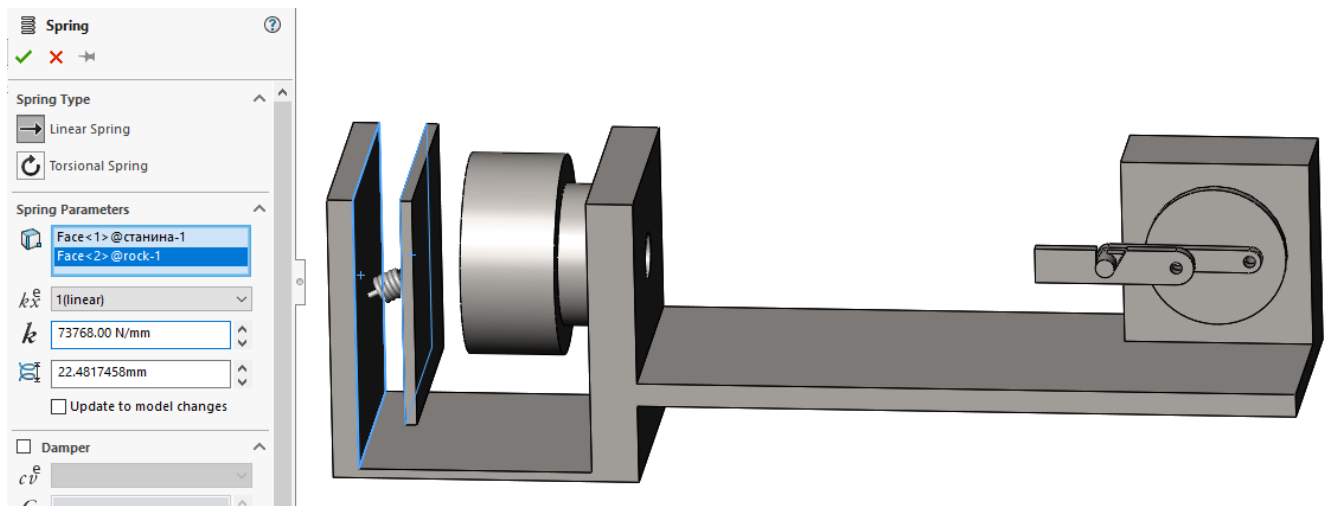


Рис 2.16 - Пружина, що моделює гірську породу

Додатково встановлюється умова контакту між ударником та пластиною, що моделює породу (рис 2.17).

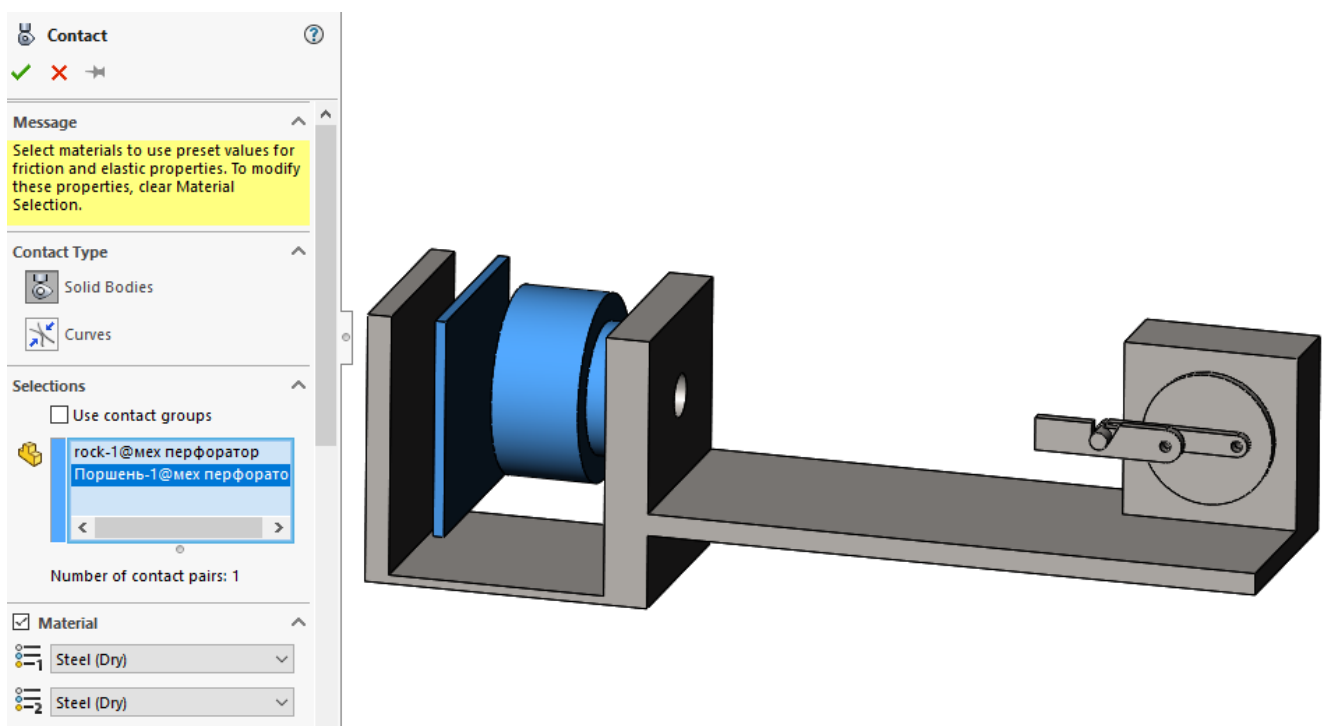


Рис 2.17 – Умова контакту

Отже, створена розрахункова модель для проведення комп'ютерного дослідження електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком на основі розробленої математичної моделі задля доповнення математичної моделі, перевірки аналітичних залежностей, порівняння

результатів математичного та комп'ютерного моделювання та визначення раціональних параметрів ланок, зокрема пружини.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи з покращення режиму роботи перфораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком, планується проведення наступних досліджень.
2. Проведено аналіз відомих конструкцій електромеханічних перфораторів з метою визначення раціональної схеми, у якій енергія удару поршня у якій не залежала б від фізико-механічних властивостей гірської породи, яка руйнується;
3. Встановлено, що електро-механічні перфоратори із затримуючим механізмом бойка, що діє при зворотному ході поршня і спрацьовує при заданому куті повороту валу двигуна. має сприятливі умови роботи пружин, що діють на бойок, що позитивно позначається на строці служби пружини. Крім того, електричні молотки із затримуючим механізмом бойка мають певний цикл роботи з будь-якої породи; більшу рівномірність завантаження електродвигуна; можливість здійснення одиничного удару; менша вага порівняно з існуючими електромеханічними молотками при рівних основних показниках (енергії та кількості ударів). До того ж механізми захоплення твердими тілами допускають значну зміну форми і конструкції прості конструктивно і в експлуатації, не нагріваються, забезпечують точність включення і вимикання.
4. Встановлено, що серед різноманіття конструкцій електро-механічних перфораторів із затримуючим механізмом бойка, найкращим є

затримуючий механізм з шарнірний взвод пружини ударного вузла, який є більш надійним та зносостійким та дозволяє використовувати підшипники кочення на всіх шарнірах механізму.

5. Розроблено математичну моделі перфоратора з електро-механічним приводом із затримуючим механізмом з шарнірним взводом пружини ударного вузла. Встановлено основні рівняння та залежності, що визначають роботу механізму.
6. Розроблено методику комп'ютерного дослідження електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойка на основі розробленої математичної моделі задля доповнення математичної моделі, перевірки аналітичних залежностей, порівняння результатів математичного та комп'ютерного моделювання та визначення раціональних параметрів ланок, зокрема пружини. Комп'ютерне моделювання проведено за допомогою САПР SolidWorks розрахункового модуля Motion.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПЕРФОРАТОРА

3.1. Дослідження комп'ютерної моделі електромеханічного перфоратора

За розробленої методикою та збудованої комп'ютерною моделлю проведено дослідження режимів роботи електромеханічного перфоратора.

Розрахунок було проведено для періоду 0,5 с, в який потрапили 12,5 ударних циклів. Результати наведено на рис 3.1-3.3.

Встановлено, що хід ударника становить 29 мм, що становить 97 % від подвійного розміру кривошипу.

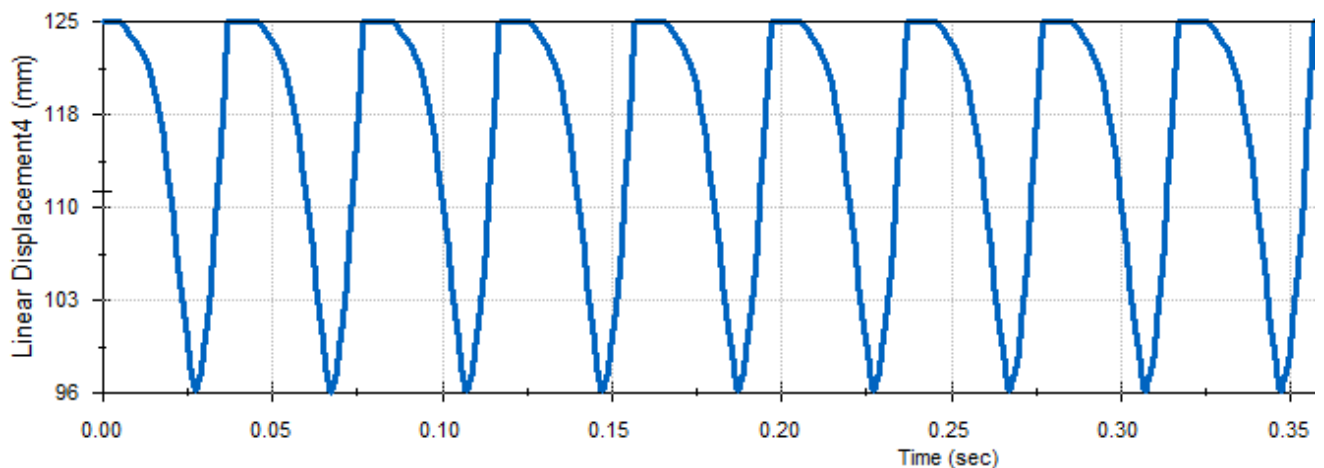


Рис 3.1 – Хід ударника

Встановлено, що максимальна передударна швидкість становить 7,5 м/с (рис 3.2), що у 1,07 разу більше розрахункового значення. Відповідно енергія удару буде, Дж

$$A_y = 0,5 \cdot m_0 \cdot v_1^2 = 0,5 \cdot 2,07 \cdot 7,5^2 = 58,21$$

Це значення більше за задане у 1,16 рази. Це є прийнятним і жорсткість пружини можна залишити такою, як є.

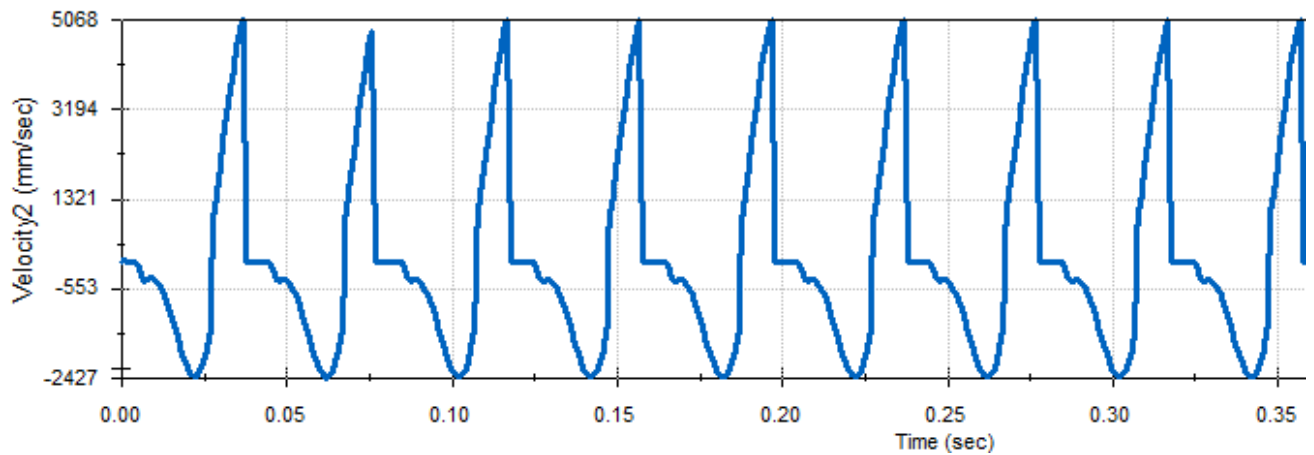


Рис 3.2 – Швидкість ударника

На рис 3.3 наведено графік зміни сили на ударній пружині. Максимальне значення становить 1132 Н. Проаналізуємо це значення. Враховуючи встановлену жорсткість пружини $c = 50$ Н/мм та хід ударника 29 мм, розрахункова сила на пружини має бути

$$F_2 = 50 \cdot 29 = 1450 \text{ Н}$$

Тобто, отримане значення сили пружності на пружині при комп'ютерному моделюванні у 1,28 рази менше за розрахункове.

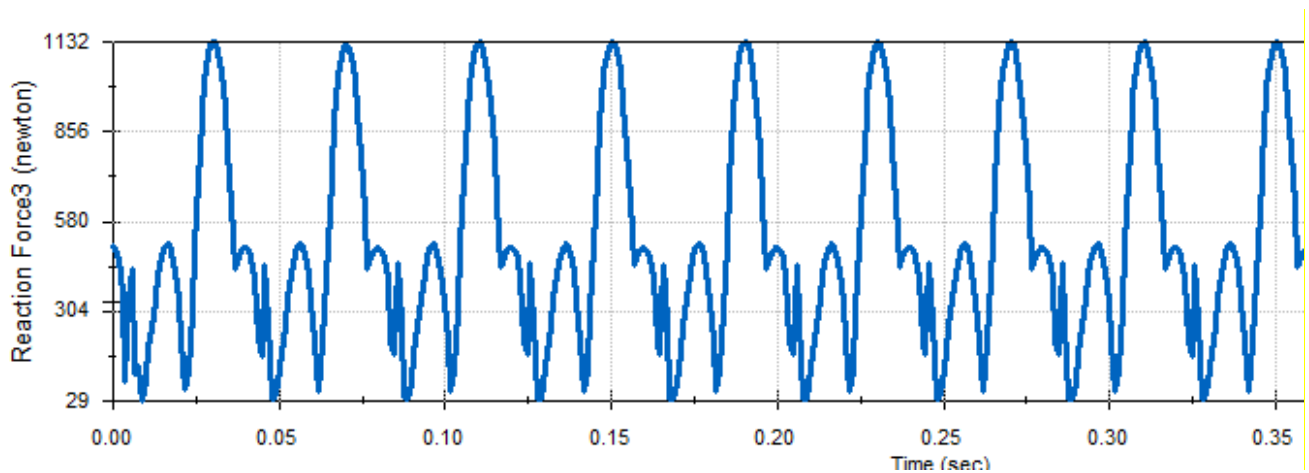


Рис 3.3 – Сила пружності на ударній пружині

Встановлено потрібний максимальний обертальний момент на валу кривошипа (рис 3.4). Максимальний обертальний момент становить 17 Н м. Визначимо залежність потрібного обертального моменту від жорсткості пружини для визначення потужності приводного двигуна, Нм

$$M = r \cdot F_n = 0,015 \cdot 1132 = 16,98$$

Отже, скоригована формула визначення потрібного обертового моменту, Нм

$$M = r \cdot F = r \cdot c \cdot 2 \cdot r \cdot 0,967 \cdot 0,78 = 1,5 \cdot r^2 \cdot c \quad (3.1)$$

Таким чином можна визначити потрібну потужність двигуна, Вт:

$$N = 2\pi Mn = 2\pi 17 \frac{1500}{60} = 2670$$

Встановлено необхідна потужність двигуна для побудованої моделі, що становить 2.7 кВт.

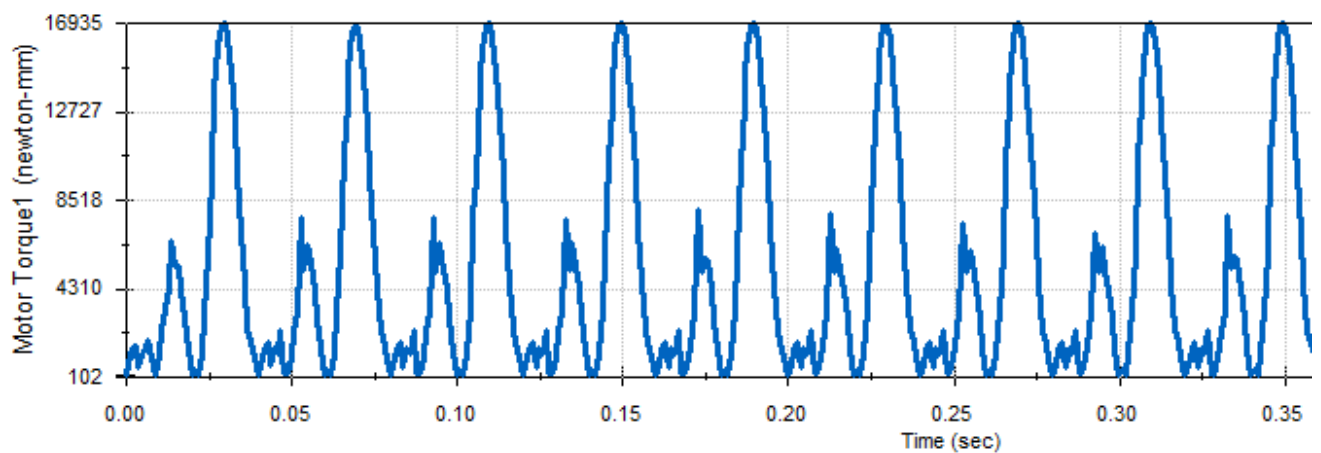


Рис 3.4 – Необхідний обертовий момент двигуна

Отже, у результаті проведеного дослідження можна зробити висновок про вдалі пропорції розмірів основних ланок ударного механізму. У подальшому їх можна використовувати при розроблені методики розрахунку.

3.2. Розробка методики розрахунку

Вихідні дані:

- потрібна енергія удару A_y , Дж;
- кількість ударів n_y , уд / хв;

Для ударних машин енергія удару коливається від 25 до 125 Дж, а кількість ударів від 500 до 3000 уд / хв;

Розрахунок

1. Передударна швидкість приймається за умови забезпечення міцності бойка у межах $v_0 = 7-8$ м/с.
2. Маса бойка, кг

$$m_0 = \frac{2 \cdot A_y}{v_0^2} \quad (3.2)$$

Залежність маси бойка від енергії удару та передударної швидкості наведена на рис 3.5. З графіку видно, що раціональна маса бойка для раціональної передударної швидкості 6-7 м/с коливається у межах від 1 до 6 кг. Кращим у цьому випадку є застосування бойків з масою 1-2,5 кг задля зменшення інерції бойка.

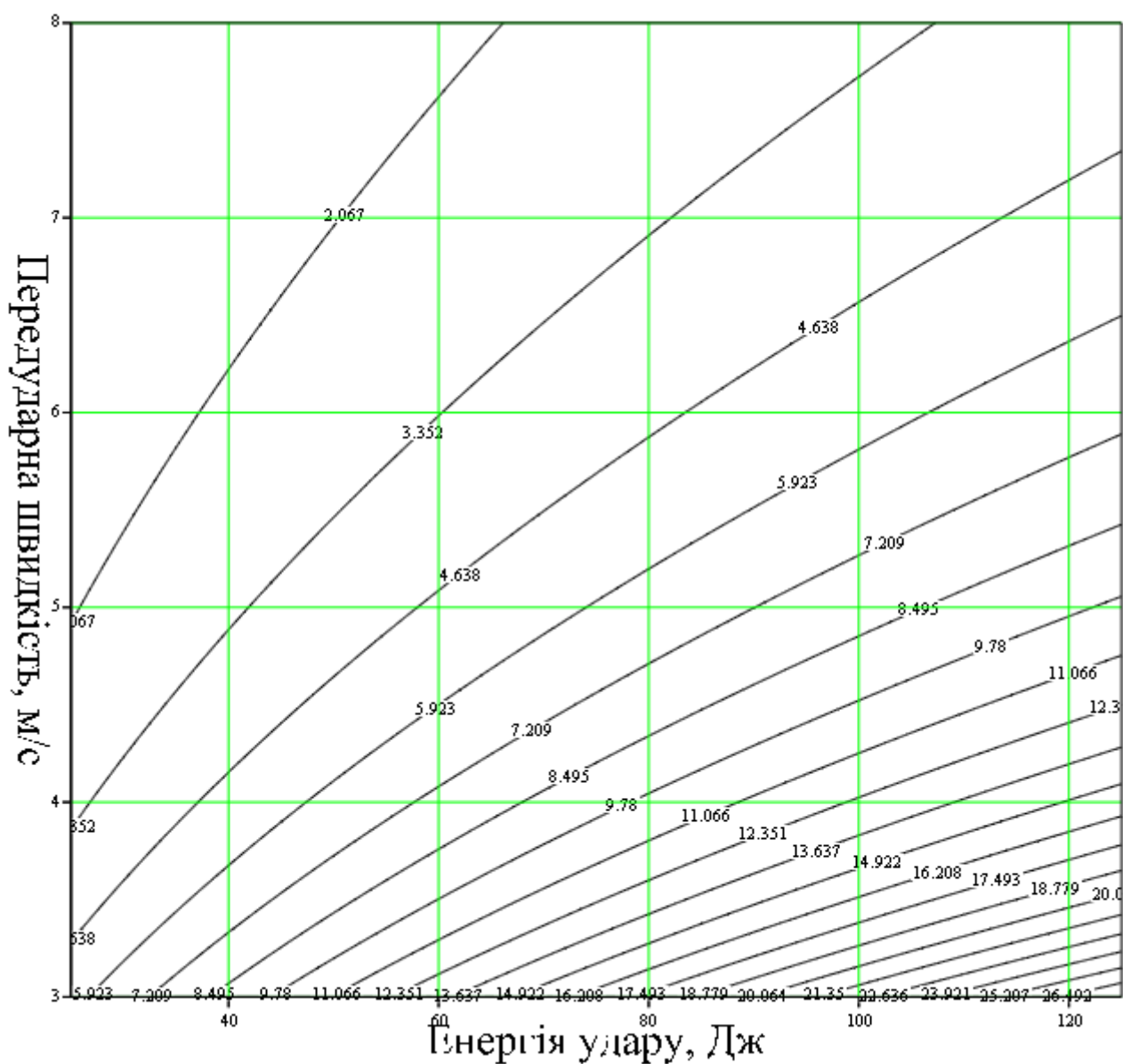


Рис 3.5 - Залежність маси бойка від енергії удару та передударної швидкості

3. Кутова швидкість валу кривошипу, рад/с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_y}{30} \quad (3.3)$$

4. Радіус кривошипа r є одним з визначальних параметрів механізму, від якого залежать усі інші параметри. Він обирається з двох міркувань – забезпечити мінімальні габарити конструкції і забезпечити максимальну енергію удару. На основі проведено дослідження, встановлено, що радіус кривошипа залежить від частоти ударів. Можна рекомендувати визначати радіус кривошипа за такою залежністю, м

$$r = \frac{22,496}{n_y} \quad (3.4)$$

де кількість ударів n_y в уд / хв.

Графік залежності для досліджуваного діапазону частот ударів наведено на рис 3.6. Дійсно, чим більша частота, тим меншим має бути кривошип, щоб поршень встигав виконувати коливальні рухи за заданий час.

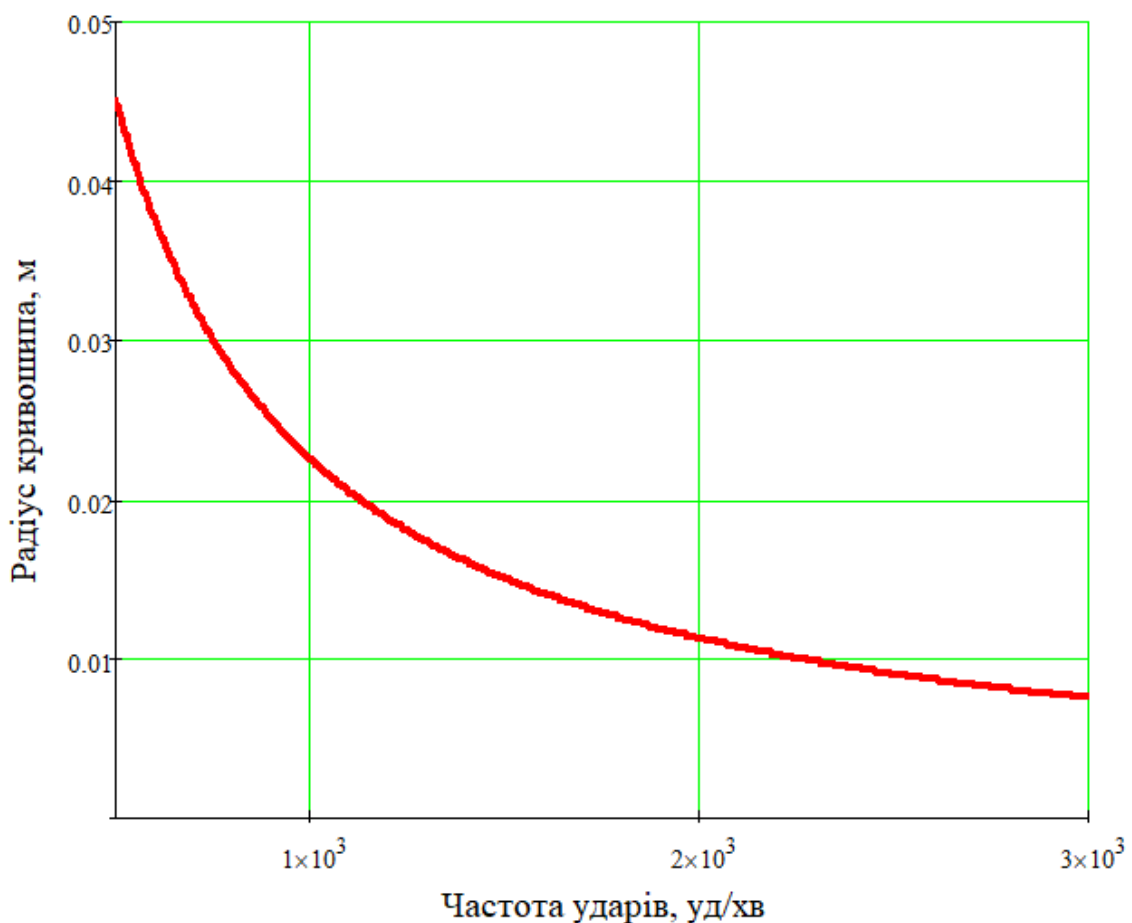


Рис 3.6 – Залежність радіуса кривошипа від частоти ударів

5. Довжина шатуна, м

$$l_{ш} = 4 \cdot r \quad (3.5)$$

6. Довжина ланки, м

$$l_{л} = 2 \cdot r \quad (3.6)$$

7. Середнє значення сили ударної пружини, Н

$$F_{cp} = \frac{2 \cdot A_y}{r} \quad (3.7)$$

8. Зусилля попереднього натягу пружини рекомендується обирати з міркувань забезпечення резонансного режиму роботи, Н

$$F_0 = \frac{A_y - 0,385 \cdot m_б \cdot n_y^2 \cdot r}{2} \quad (3.8)$$

9. Граничне значення сили ударної пружини, Н

$$F_{max} = 2 \cdot F_{cp} - F_0 \quad (3.9)$$

10. Потрібна жорсткість пружини, Н/м

$$c = \frac{F_{max} - F_0}{2 \cdot r} \quad (3.10)$$

Жорсткість уданої пружини є одним з визначальних параметрів механізму. Вона залежить від маси бойка та від частоти ударів, як показано на графіку (рис 3.7).

Для раціональної маси 1-2,5 кг жорсткість пружини може коливатися у межах від 16 до 180 кН/м залежно від потрібної частоти ударів.

11. Час дії ударного імпульсу, с

$$\tau = 2 \cdot r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot m_б}{A_y}} \quad (3.11)$$

12. Частота власних коливань, Гц

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_б}} \quad (3.12)$$

Співвідношення вимушеної та власної частот коливань, яке дає змогу визначити режим роботи ударного механізму

$$\nu = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (3.13)$$

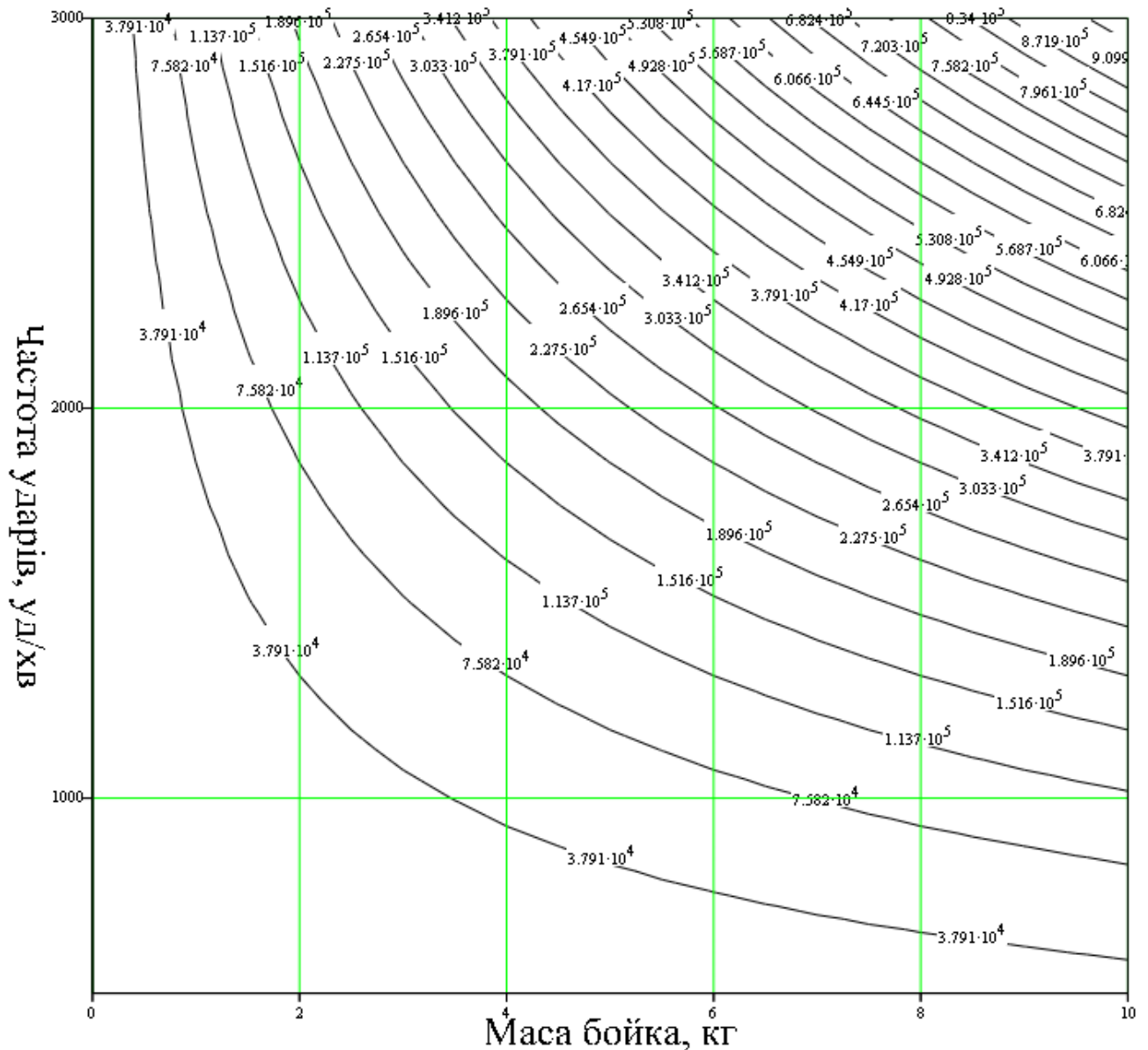


Рис 3.7 – Залежність жорсткості уданої пружини від маси бойка та від частоти ударів

Якщо співвідношення $\nu < 1$, то механізм працює у дорезонансному режимі

Якщо співвідношення $\nu = 1$, то механізм працює у резонансному режимі.

Якщо співвідношення $\nu > 1$, то механізм працює у зарезонансному режимі.

Задля забезпечення енергоефективності потрібно прагнути до такого підбору параметрів механізму, щоб він працював у резонансному режимі.

13. Потрібний обертальним момент на кривошипі, Н м

$$M = 1.5 \cdot r^2 \cdot c \quad (3.14)$$

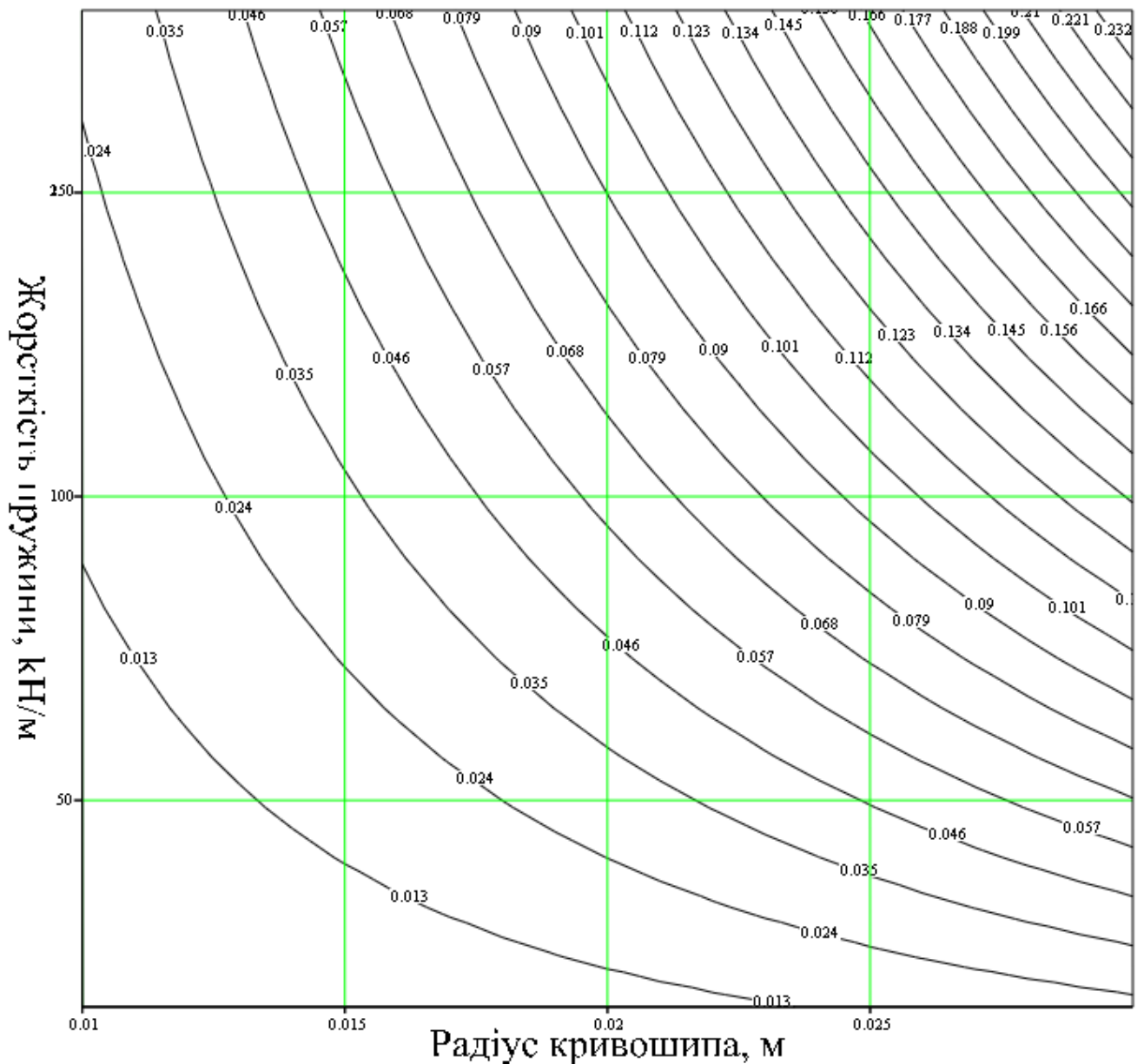


Рис 3.8 – Залежність обертального моменту на кривошипі від радіуса кривошипа та жорсткості пружини.

14. Потрібна потужність двигуна, Вт:

$$N = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n_y \quad (3.15)$$

де n_y в уд/с.

Залежність потужності привода ударного механізму від маси бойка та частоти ударів наведено на рис 3.9.

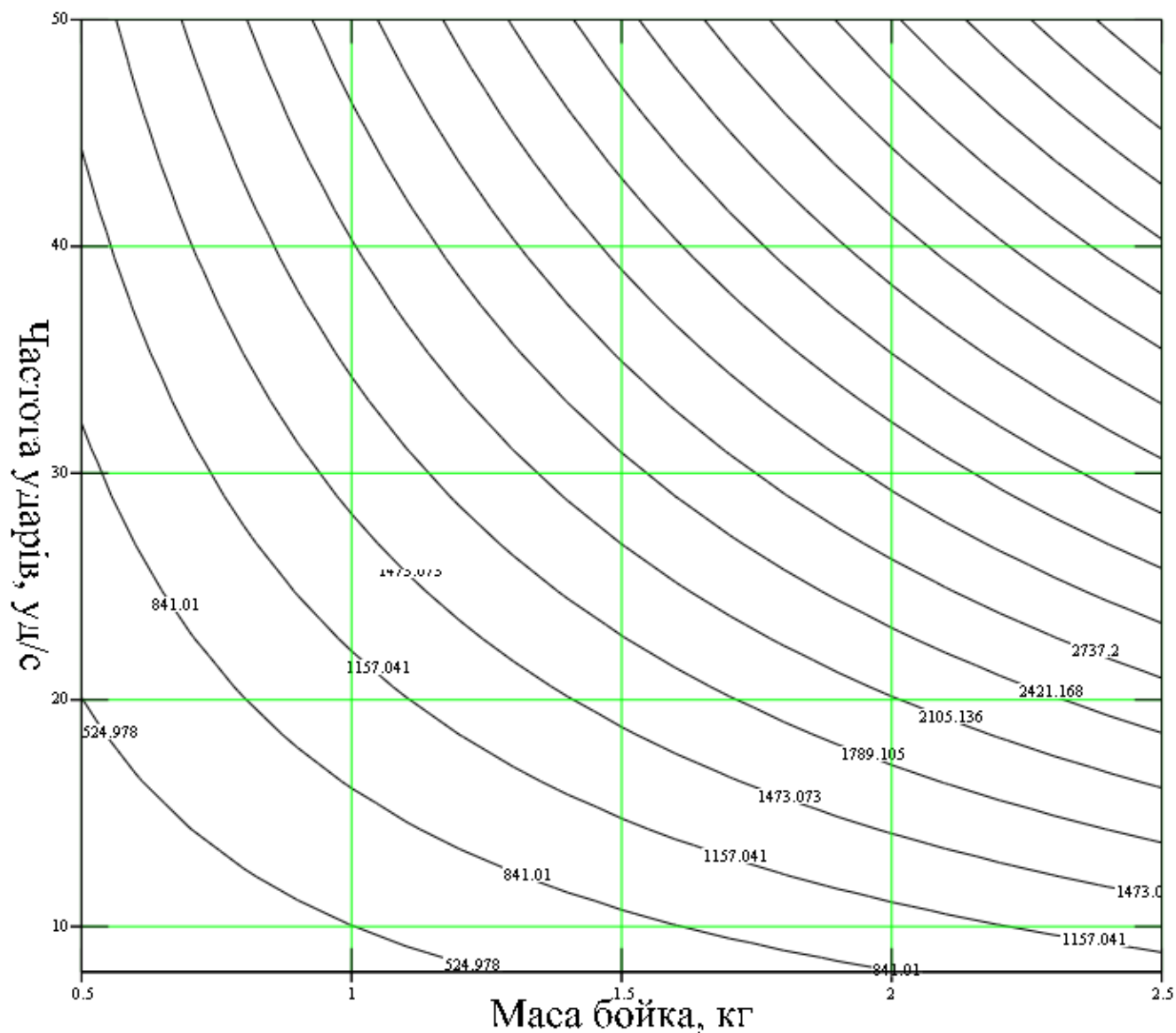


Рис 3.9 - Залежність потужності привода ударного механізму від маси бойка та частоти ударів

Встановлено що потрібна потужність для ударних механізмів коливається від 0,5 кВт до 6 кВт (для високошвидкісних енергонасичених ударних машин).

Висновки до розділу 3

1. На основі розробленої методики проведено дослідження електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойка на основі комп'ютерного моделювання;
2. Встановлено, що хід ударника становить 29 мм, що становить 97 % від подвійного розміру кривошипу.
3. Встановлено, що максимальна передударна швидкість, отримана у ході моделювання, у 1,07 разу більше розрахункового значення. Відповідно енергія удару за розрахункове у 1,16 рази. Це є прийнятним і залежність, що визначає жорсткість пружини можна залишити такою, як є.
4. Встановлено, що отримане значення сили пружності на пружині при комп'ютерному моделюванні у 1,28 рази менше за розрахункове.
5. У результаті проведеного дослідження можна зробити висновок про вдалі пропорції розмірів основних ланок ударного механізму. У подальшому їх можна використовувати при розробленні методики розрахунку.
6. Розроблено загальну методику розрахунку механізму перфоратора з електро-механічним приводом з раціональними параметрами.
7. Проведено аналіз базових величин для усієї області визначення перфораторів, а саме для енергії удару від 25 до 125 Дж та кількість ударів від 500 до 3000 уд/хв задля перевірки роботоспроможності розробленої методики для визначення їх раціональних параметрів перфораторів з електро-механічним приводом.
8. Передударна швидкість приймається за умови забезпечення міцності бойка у межах $v_0 = 7-8$ м/с.
9. Встановлено, маса бойка залежить від енергії удару та передударної швидкості, при цьому маса бойка для раціональної передударної швидкості 6-7 м/с коливається у межах від 1 до 6 кг. Кращим у цьому випадку є застосування бойків з масою 1-2,5 кг задля зменшення інерції бойка.

5. Встановлено, що одним з визначальних параметрів механізму, від якого залежать усі інші параметри є радіус кривошипа. Він обирається з двох міркувань – забезпечити мінімальні габарити конструкції і забезпечити максимальну енергію удару. Встановлено обернено пропорційна залежність радіуса кривошипа від частоти ударів.
10. . Причому, чим більша частота, тим меншим має бути кривошип, щоб поршень встигав виконувати коливальні рухи за заданий час.
11. Встановлено, що одним з визначальних параметрів механізму є жорсткість уданої пружини , яка залежить від маси бойка та від частоти ударів. Для раціональної маси бойка у 1-2,5 кг, жорсткість пружини може коливатися у межах від 16 до 180 кН/м залежно від потрібної частоти ударів.
12. Усі розроблені розрахункові залежності дозволяють визначити такі параметри ланок механізму, щоб перфоратор працював у енергоефективному резонансному режимі роботи.
13. Встановлено, що потужність привода ударного механізму залежить від маси бойка та частоти ударів. Встановлено що потрібна потужність для ударних механізмів коливається від 0,5 кВт до 6 кВт (для високошвидкісних енергонасичених ударних машин).

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає у покращенні енергоефективності перфораторів з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком за рахунок обґрунтування його раціональних параметрів.

1. Розроблено загальну методика подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи з покращення режиму роботи перфораторів з електро-механічним приводом за рахунок обґрунтування їх раціональних параметрів шарнірного захоплюючого механізму з пружним бойком, планується проведення наступних досліджень.
2. Проведено аналіз відомих конструкцій електромеханічних перфораторів з метою визначення раціональної схеми, у якій енергія удару поршня у якій не залежала б від фізико-механічних властивостей гірської породи, яка руйнується;
3. Встановлено, що електро-механічні перфоратори із затримуючим механізмом бойка, що діє при зворотному ході поршня і спрацьовує при заданому куті повороту валу двигуна. має сприятливі умови роботи пружин, що діють на бойок, що позитивно позначається на строці служби пружини. Крім того, електричні молотки із затримуючим механізмом бойка мають певний цикл роботи з будь-якої породи; більшу рівномірність завантаження електродвигуна; можливість здійснення одиничного удару; менша вага порівняно з існуючими електромеханічними молотками при рівних основних показниках (енергії та кількості ударів). До того ж механізми захоплення твердими тілами допускають значну зміну форми і конструкції прості конструктивно і в експлуатації, не нагріваються, забезпечують точність включення і вимикання.
4. Встановлено, що серед різноманіття конструкцій електро-механічних перфораторів із затримуючим механізмом бойка, найкращим є затримуючий механізм з шарнірний взвод пружини ударного вузла, який є більш надійним

та зносостійким та дозволяє використовувати підшипники кочення на всіх шарнірах механізму.

5. Розроблено математичну моделі перфоратора з електро-механічним приводом із затримуючим механізмом з шарнірним взводом пружини ударного вузла. Встановлено основні рівняння та залежності, що визначають роботу механізму.
6. Розроблено методику комп'ютерного дослідження електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойка на основі розробленої математичної моделі задля доповнення математичної моделі, перевірки аналітичних залежностей, порівняння результатів математичного та комп'ютерного моделювання та визначення раціональних параметрів ланок, зокрема пружини. Комп'ютерне моделювання проведено за допомогою САПР SolidWorks розрахункового модуля Motion.
7. На основі розробленої методики проведено дослідження електромеханічного перфоратора з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойка на основі комп'ютерного моделювання;
8. Встановлено, що хід ударника становить 29 мм, що становить 97 % від подвійного розміру кривошипу.
9. Встановлено, що максимальна передударна швидкість, отримана у ході моделювання, у 1,07 разу більше розрахункового значення. Відповідно енергія удару за розрахункове у 1,16 рази. Це є прийнятним і залежність, що визначає жорсткість пружини можна залишити такою, як є.
10. Встановлено, що отримане значення сили пружності на пружині при комп'ютерному моделюванні у 1,28 рази менше за розрахункове.
11. У результаті проведеного дослідження можна зробити висновок про вдалі пропорції розмірів основних ланок ударного механізму. У подальшому їх можна використовувати при розроблені методики розрахунку.
12. Розроблено загальну методику розрахунку механізму перфоратора з електро-механічним приводом з раціональними параметрами.
13. Проведено аналіз базових величин для усієї області визначення

перфораторів, а саме для енергії удару від 25 до 125 Дж та кількість ударів від 500 до 3000 уд/хв задля перевірки роботоспроможності розробленої методики для визначення їх раціональних параметрів перфораторів з електро-механічним приводом.

14. Передударна швидкість приймається за умови забезпечення міцності бойка у межах $v_b = 7-8$ м/с.
15. Встановлено, маса бойка перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна енергії удару та обернено пропорційна квадрату передударної швидкості, при цьому маса бойка для раціональної передударної швидкості 6-7 м/с коливається у межах від 1 до 6 кг. Кращим у цьому випадку є застосування бойків з масою 1-2,5 кг задля зменшення інерції бойка.
16. Встановлено, що одним з визначальних параметрів механізму, від якого залежать усі інші параметри є радіус кривошипа. Він обирається з двох міркувань – забезпечити мінімальні габарити конструкції і забезпечити максимальну енергію удару. Встановлено, що радіус кривошипа механізму перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, обернено пропорційно залежить від частоти ударів перфоратору.
17. Встановлено, що жорсткість уданої пружини перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна масі бойка та квадрату частоти ударів, при чому для раціональної маси бойка у 1-2,5 кг, жорсткість пружини може коліватися у межах від 16 до 180 кН/м залежно від потрібної частоти ударів.
18. Усі розроблені розрахункові залежності дозволяють визначити такі параметри ланок механізму, щоб перфоратор працював у енергоефективному резонансному режимі роботи.
19. Встановлено, що потужність привода ударного механізму перфоратору з електро-механічним приводом з шарнірним захоплюючим механізмом з пружним бойком, прямо пропорційна масі бойка та частоті ударів, при чому.

потрібна потужність для ударних механізмів коливається від 0,5 кВт до 6 кВт (для високошвидкісних енергонасичених ударних машин).